

Numerische und experimentelle Untersuchung zur Dynamik von Lamellenventilen in Hubkolben- verdichtern

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

von der Fakultät für Maschinenwesen
der Technischen Universität Dresden (TUD)

genehmigte

Dissertation

von

Carsten Möhl

geboren am 12.09.1984 in Dresden

Tag der Einreichung: 23.11.2018

Tag der Verteidigung: 05.07.2019

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Ullrich Hesse

Ao. Univ. Prof. Dr. techn. Herbert Steinrück

Vorsitz der Promotionskommission:

Prof. Dr.-Ing. habil. Thomas Herlitzius

Kurzfassung

Nach offiziellen Schätzungen sind weltweit derzeit rund drei Milliarden Geräte im Bereich der Kälte- und Klimatechnik im Einsatz. In diesen kommen vornehmlich Hubkolbenverdichter zum Einsatz. Entsprechend bergen die Auswirkungen selbst kleinster, energetischer Verbesserungen in der Summe ein enormes Einsparungspotential. Als essentieller und eng mit dem Gütegrad verknüpfter Bestandteil eines Verdichters nehmen die Ventile eine zentrale Rolle ein. Zu diesen kann dem Stand der Technik bereits eine Vielzahl numerischer und experimenteller Untersuchungen entnommen werden. Eine Literaturrecherche zeigte, dass im Laufe der analysierten 68 Jahre, zwar ein breites Spektrum an Messmethoden angewandt wurde, diese aber fast ausschließlich einen punktuellen Charakter besaßen. Hinsichtlich der im Bereich der Kälte- und Klimatechnik hauptsächlich eingesetzten Lamellenventile, deren Öffnungs- bzw. Schließvorgang keiner linearen Bewegungsfunktion entspricht, können daraus nur eingeschränkte Erkenntnisse gewonnen werden. Der Bedarf an einer experimentellen Validierung existierender Berechnungsmethoden bestand. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit erstmals, unter Anwendung des Messverfahrens der Laserlinientriangulation, die Erfassung einer Reihe aufeinanderfolgender Abstandsinformationen durchgeführt. Die eingesetzte, optische Methode beeinflusst den Bewegungsvorgang der Lamelle demnach nicht.

Hierzu ist an der Technische Universität Dresden ein Versuchsstand eingerichtet worden, der die Analyse der Bewegungsprofile einer Sauglamelle sowohl entlang als auch senkrecht zur neutralen Faser erlaubt. Dabei stellte sich heraus, dass die parallel mit einem marktseitig verfügbaren Simulationsprogramm durchgeführten Berechnungen, das Biegeverhalten bereits sehr gut abbilden. Bedingung hierfür ist jedoch die rechenintensive, zweiseitige Kopplung der Strukturmechanik von z. B. ANSYS Mechanical mit der Fluidodynamik von z. B. ANSYS CFX sowie der zielgerichteten Beeinflussung der Netzverformung. Doch weitere, gewinnbringende Erkenntnisse sind ableitbar. Insbesondere die Torsionsbewegung der Lamelle, deren messtechnische Untersuchung aufgrund ihrer Größenordnung herausfordernd ist, und deren Entstehung konnte somit untersucht werden.

Weiterhin sind Versuche an einem Verdichterleistungsprüfstand mit dem Kältemittel R449A durchgeführt worden. Die hierfür notwendige Bewertung der Einflussgrößen zeigte eine Verwendbarkeit der Messmethode für sämtliche, in einer Kälteanlage auftretenden Zustände. Ferner konnte, als Parameter mit dem größten Einfluss auf die Messwerterfassung, das Öl identifiziert und quantifiziert werden. Solange das Laserlicht eine Schichtdicke von weniger als 1 mm durchdringen muss, ist das Verfahren verwendbar. Werte, die darüber liegen, erfordern eine zusätzliche Korrektur. Die abschließenden Vergleiche mit der numerischen Simulation zeigen eine gute Übereinstimmung und ermöglichen Einblicke auf die Belastung der Lamelle vom Hineindrücken in die Bohrung bis zum Anschlag an den Hubfänger.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung.....	1
1.2	Überblick über die Arbeit	5
2	Stand der Technik	7
3	Grundlagen und Vorüberlegungen	15
4	Simulative Abbildung	21
4.1	Einführung in die Modellierung	21
4.2	Auswahl des Programmpakets	23
4.3	Fluid-Struktur-Interaktion.....	24
4.4	Die Netzverformung im zweidimensionalen Fall.....	26
4.5	Die Netzverformung im dreidimensionalen Fall.....	32
4.6	Bestimmung der Parameter von R449A für die Verwendung in ANSYS CFX.....	37
5	Experimentelle Untersuchungen.....	43
5.1	Komponentenprüfstand	43
5.2	Messtechnik.....	48
5.2.1	Allgemein.....	48
5.2.2	Der Laser-Profil-Scanner.....	49
5.2.3	Die Messung beeinflussende Größen.....	53
5.2.4	Vergleich des Laser-Profil-Scanners mit den Dehnungsmessstreifen	73
5.3	Verdichterleistungsprüfstand	81
5.3.1	Allgemeiner Aufbau.....	81
5.3.2	Zu erwartender Ölwurf.....	82
5.3.3	Vergleich der Konturen	88
6	Vergleich von Mess- und Simulationsdaten.....	91
6.1	Einführung	91
6.2	Versuche am Komponentenprüfstand	91
6.2.1	Querrichtung	91
6.2.2	Längsrichtung	95
6.2.3	Weitere Simulationsergebnisse: die Spannungsbelastung aufgrund der Torsionsbewegung	101
6.3	Versuche am Verdichterleistungsprüfstand	105
6.3.1	Querrichtung	105
6.3.2	Längsrichtung	109
6.3.3	Weitere Simulationsergebnisse.....	113
7	Zusammenfassung	115

Literaturverzeichnis	117
-----------------------------------	------------

Anhang.....	I
--------------------	----------

A. Anmerkungen zur Nomenklatur	I
B. Literaturrecherche	II
C. Approximation der Isothermen	IX
D. Absorptions- und Transmissionskurve des Schauglases.....	X
E. Korrektur des Einflusses der Brechung.....	XI
F. Ermittlung der Brechungsindizes.....	XIV
G. Berechnung von konstruktiver und destruktiver Interferenz.....	XVI
H. Messplots des Verdichterleistungsprüfstands	XVII
I. Modalanalyse der Lamelle.....	XIX
J. Linearität und Messunsicherheit des Messaufbaus	XXI
K. Machbarkeitsnachweis (Proof-of-Concept).....	XXIV
L. Verläufe der Zustandsgrößen der dreidimensionalen Simulation	XXVI
M. Vernetzungsdaten und Berechnungsdauern der Simulationen	XXVIII

Symbolverzeichnis

Allgemein verwendete Symbole

Symbol	Beschreibung
g	Momentanwert einer Größe
\dot{g}	Zeitliche Ableitung
\vec{g} bzw. \mathbf{g}	Vektorfeld
$ \mathbf{g} $	Norm (oder Betrag) eines Vektorfelds
$\nabla \mathbf{g} = \text{div}(\mathbf{g})$	Divergenz eines Vektorfelds
$\nabla \times \mathbf{g} = \text{rot}(\mathbf{g})$	Rotation eines Vektorfelds
$\nabla^2 \mathbf{g} = \Delta \mathbf{g} = \text{div}(\text{grad}(\mathbf{g}))$	Laplace-Operator eines Vektorfelds

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
A	–	Koeffizient für die quartische Funktion der normierten spezifischen Wärmekapazität
A	m^2	Fläche
B	K^{-1}	Koeffizient für die quartische Funktion der normierten spezifischen Wärmekapazität
C	K^{-2}	Koeffizient für die quartische Funktion der normierten spezifischen Wärmekapazität
C	m	Koeffizient für die Berechnung der Netzsteifigkeit
D	K^{-3}	Koeffizient für die quartische Funktion der normierten spezifischen Wärmekapazität
D	m	Realer Abstand
D	s	Zeitpunkt des Druckventils
D	m	Durchmesser
E	K^{-4}	Koeffizient für die quartische Funktion der normierten spezifischen Wärmekapazität
E	Pa	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft

I	m^4	Flächenträgheitsmoment
I	$W \cdot m^{-2}$	Strahlungsintensität
K	—	Stoffwertkonstante
M_b	$N \cdot m$	Biegemoment
M	$kg \cdot mol^{-1}$	Molare Masse
R	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Gaskonstante
R	Ω	Widerstand
S	s	Spezifischer Zeitpunkt des Saugventils
S	m	Reale Streckenlänge
T	K	Thermodynamische Temperatur
U	J	Innere Energie
U	V	Elektrische Spannung
V_{mol}	$m^3 \cdot mol^{-1}$	Molares Volumen
V	m^3	Volumen
W	J	Volumenänderungsarbeit
W	m^3	Widerstandsmoment
a	m	Abstandsfeld von der Lamelle
a	m	Konstruktive Abmessung
a	m	Parameter für die Hüllkurvenermittlung
a	$m^2 \cdot s^{-1}$	Temperaturleitfähigkeit
a	—	Absorptionsgrad
b	m	Konstruktive Abmessung
b	m	Parameter für die Hüllkurvenermittlung
c	m	Konstruktive Abmessung
c	$N \cdot m^{-1}$	Federkonstante
c	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	Spezifische Wärmekapazität
d_K	m	Kolbendurchmesser

d	m	Konstruktive Abmessung
d	m	Projizierter Abstand
f	—	Volumenanteil
h	m	Höhe
l_{Ges}	m	Gesamtlänge
l	m	Schubstangenlänge
m	kg	Masse
n	—	Brechungsindex
n	—	Exponent für die Berechnung der Netzsteifigkeit
\vec{n}	m	Normalenvektor
p	bar	Druck
r	m	Kurbelradius
r	—	Reflexionsgrad
\vec{s}	m	Vektor zwischen zwei Kontrollvolumina
s	m	Projizierte Streckenlänge
s	m	Maximaler Hub bzw. Abstand zwischen den Totlagen
t	s	Zeit
t	m	Dicke
t	m	Lauf­länge
t	$^{\circ}C$	Thermodynamische Temperatur
t	—	Transmissionsgrad
v	m	Verschiebung
v	$m^3 \cdot mol^{-1}$	Spezifisches Volumen
x	—	Stoffmengenanteil
x	—	Dampfgehalt
x	m	Auslenkung
x, y	m	Lauf­länge
x^1, x^2, x^3	m	Kartesische Koordinaten

y^1, y^2, y^3	m	Kartesische Koordinaten
z^1, z^2, z^3	m	Kartesische Koordinaten
x, y, z	m	Kartesische Koordinaten

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	$^\circ$	Kurbelwinkel
α	K^{-1}	Wärmeausdehnungskoeffizient
α	—	Temperaturabhängiger Faktor zur Berechnung der Zustandsgleichungen nach Peng-Robinson
Γ_{disp}	$m^2 \cdot s^{-1}$	Netz- bzw. Gittersteifigkeit
δ	m	Virtueller Abstand
δ	mm	Verschiebungsvektor
Δ	m	Verschiebung der Wellenlänge
$\varepsilon_P, \varepsilon_Q$	m	Hauptdehnungsrichtungen
ε	—	Dehnung
θ	$^\circ$	Winkelversatz zur Hauptdehnungsrichtung
ϑ	$^\circ C$	Temperaturfeld
κ	—	Parameter zur Berechnung der Zustandsgleichungen nach Peng-Robinson
κ	—	Isentropenexponent
λ	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	Wärmeleitfähigkeit
λ	s^{-1}	Parameter für die Hüllkurvenermittlung
λ	m	Wellenlänge
π	—	Druckverhältnis
ϱ	$kg \cdot m^{-3}$	Dichte
σ	MPa	Spannung
φ	$^\circ$	Orthogonalitätswinkel
φ	$^\circ$	Brechungs- bzw. Reflexionswinkel
ϕ	—	Massenanteil

ψ	—	Korrekturkoeffizient der Brechung
ω_0	s^{-1}	Kennkreisfrequenz bzw. ungedämpfte Eigenkreisfrequenz
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
ω	—	Azentrischer Faktor

Indizes

Index	Beschreibung
0,1,2,3, ...	Laufvariable
0	Verdampfungsniveau
100	Auf 100 Jahre bezogen
<i>A</i>	Bezeichner für den Strahlengang
<i>A</i>	Den Auslass betreffend / ausströmend
<i>B</i>	Bezeichner für den Strahlengang
<i>C</i>	Den kritischen Punkt betreffend
<i>E</i>	Den Einlass betreffend / einströmend
<i>E</i>	Einspannstelle
<i>F</i>	Kraft (englisch: force)
<i>H</i>	Hilfsgröße
<i>L</i>	Lastangriffsstelle
<i>M</i>	Messstelle
M	Das Gemisch beschreibend
<i>b</i>	Biegung
<i>c</i>	Kondensationsniveau
<i>c</i>	Wirksam (englisch: effective)
<i>i</i>	Laufvariable
p	Bei konstantem Druck (isobar)
r	radial

r	tangential
θ	Auf den Winkelversatz zur Hauptdehnungsrichtung bezogen
<i>Feder</i>	Durch die Federkonstante entstehend
<i>Dämpfer</i>	Durch die Fluid- und Festkörperdämpfung entstehend
<i>Druck</i>	Durch die angreifende Druckdifferenz entstehend
<i>Ges</i>	Gesamt / summiert
<i>Glas</i>	Auf das (Schau-)Glas bezogen
<i>KM</i>	Auf das Kältemittel bezogen
<i>LPS</i>	Auf den Laser-Profil-Scanner bezogen
<i>Öl</i>	Auf das Öl bezogen
<i>Trägheit</i>	Durch die Trägheit des bewegten Systems entstehend
<i>Vakuum</i>	Auf Vakuum bezogen
<i>max</i>	Maximum
<i>tr</i>	Den Umschlagspunkt betreffend (englisch: transitional)
<i>port</i>	Die Bohrung betreffend (englisch: port)
<i>valve</i>	Das Ventil betreffend (englisch: valve)
<i>KM – Öl</i>	Grenze zwischen Kältemittel und Öl
<i>Öl – Wand</i>	Grenze zwischen Öl und Festkörper

Abkürzungsverzeichnis

BVT	Grundlegende Ventiltheorie (englisch: Basic Valve Theory)
CCD	Ladungsgekoppeltes Bauteil (englisch: Charge-Coupled Device)
CEL	CFX Expression Language
CFD	Numerische Strömungsmechanik (englisch: Computational Fluid Dynamics)
CPU	(Haupt-)Prozessor eines Computers (englisch: Central Processing Unit)
DAQ	Datenerfassung (englisch: Data Acquisition)
DMS	Dehnungsmessstreifen
EVT	Erweiterte Ventiltheorie (englisch: Extended Valve Theory)
FEA	Finite-Elemente-Analyse
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
GWP	Treibhauspotential (englisch: Global Warming Potential)
HFKW	Teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffe
HFO	Hydrofluorolefin
IBM	Immersed Boundary Methode
ICP	Industriestandard für piezoelektrische Sensoren (englisch: Integrated Circuit Piezoelectric)
KWS	Kaltwassersatz
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LPS	Laser-Profil-Scanner
NBP	Normalsiedepunkt (englisch: Normal Boiling Point)
OCR	Ölumlauftrate (englisch: Oil Circulation Rate)
ODP	Ozonabbaupotential (englisch: Ozone Depletion Potential)
OT	Obere Totlage
PAG	Polyalkylenglykol
POE	Polyolester
PVE	Polyvinylether
UT	Untere Totlage

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Schematische Darstellung einer Kolbenmaschine; 1 – Arbeitsraum, 2 – Saugventil, 3 – Saugkammer, 4 – Druckkammer, 5 – Druckventil, 6 – Kolben, 7 – Kurbel, 8 – Schubstange	1
Abbildung 2:	Schematische Darstellung eines selbsttätigen (links) und gesteuerten Ventils (rechts), sowie der zugehörigen Nomenklatur.....	2
Abbildung 3:	Ventilsitzplatte eines Axialkolbenkompressors einer PKW-Klimaanlage für R134a; 1 – Hubfänger, 2 – Arbeitsraum, 3 – Kolben, 4 – Sauglamelle, 5 – Druckbohrung [4].....	3
Abbildung 4:	Ventiltrieb eines Hubkolbenmotors; 1 – Nocken der Nockenwelle, 2 – Tassenstößel, 3 – Feder, 4 – Ventilschaft, 5 – Ansaug- oder Abgaskanal, 6 – Ventilteller, 7 – Brennraum [5].....	3
Abbildung 5:	Derzeit präferierte Modellierung von Saug- (links) und Drucklamelle (rechts)	9
Abbildung 6:	Schematische Darstellung von Druck- und Sauglamelle an einer geschnittenen Ventilsitzplatte	15
Abbildung 7:	Schematische Darstellung des Biegeverlaufs einer Sauglamelle (rot) im Schnitt, sowie die daraus abgeleitete Auflagerreaktion; 1 – Kolben in der OT, $p_2 \gg p_1$; 2 und 3 – Kolben bewegt sich zur UT, $p_2 < p_1$; 4 – Kolben in der UT, $p_2 \ll p_1$	16
Abbildung 8:	Ventilsitzplatte eines Verdichters (HFKW/HFO) für die Normal- und Tiefkühlung [59]; Zur besseren Erkennbarkeit der Bohrungs- und Sitzgestaltung wurde die zweite Lamelle (rechte Hälfte).....	17
Abbildung 9:	Saugseitige Doppellamelle eines CO ₂ -Verdichters für die Normalkühlung [60]	17
Abbildung 10:	Dreiseitenansicht des verwendeten Verdichters; der Zylinderkopf ist rot hervorgehoben [60]	17
Abbildung 11:	CAD-Darstellung der Saugseite der verwendeten Ventilsitzplatte	18
Abbildung 12:	Schematische Darstellung eines diskretisierten Modells; grau dargestellt: Festkörper innerhalb der Fluid-Domain; blau dargestellt: Schnittebene für eine zweidimensionale Repräsentation.....	21
Abbildung 13:	Zweidimensionale Repräsentation einer exemplarischen Verformung, a) vor; b) nach Verformung (grau: Festkörper; grün: beliebiges Fluidelement)	22
Abbildung 14:	Dreidimensionale Repräsentation einer exemplarischen Verformung, a) vor; b) nach Verformung	22

Abbildung 15:	Schematische Schnittdarstellung eines Kolbenverdichters und einer Sauglamelle; Region 1 ist im Detail in Abbildung 16 und Region 2 in Abbildung 17 dargestellt	27
Abbildung 16:	Zweidimensionale-Repräsentation der Fluid-Geometrie in ANSYS CFX und schematische Darstellung der modelltechnischen, physikalischen Problematik; die Tiefenkoordinate z ist nur zu Gunsten der Darstellung eingetragen	27
Abbildung 17:	Detaildarstellung für die Steifigkeitsbeeinflussung; 1 – Stirnseite der Lamelle, 2 – Region mit erhöhter Steifigkeit, 3 – sich parallel zur Wand bewegende Region	27
Abbildung 18:	Schematische Darstellung verschiedener Orthogonalitätswinkel und deren Auswirkung auf die Netzelemente; g – Kante zwischen zwei Netzelementen (grün), n – Normalenvektor (rot), s – Vektor zwischen zwei Kontrollvolumina (blau)	29
Abbildung 19:	Orthogonalitätswinkel (0° [blau] bis 90° [rot])	31
Abbildung 20:	Darstellung der Netzsteifigkeit (1 m ² /s [blau] bis 1e8 m ² /s [rot])	31
Abbildung 21:	Benennung der wichtigsten Randbedingungen (Beschreibung folgt im Text)	33
Abbildung 22:	Stufenbildung bei der direkten Verwendung der Verschiebungsinformationen der Seitenflächen	34
Abbildung 23:	Gradueller Verlauf der Verschiebung	34
Abbildung 24:	Detailansicht der Lamellenspitze von Abbildung 23; Blick senkrecht auf die x-y-Ebene; grau: Lamelle, grün umrandet: Region, die den Abriss bedingt	35
Abbildung 25:	Darstellung des Abstandsfelds α zur Lamelle an drei beispielhaften Schnittebenen (v.l.n.r.: x = {5; 20; 39 mm})	36
Abbildung 26:	Netzverformung in y-Richtung bei verschiedenen Auslenkungen der Lamelle (grau)	37
Abbildung 27:	Orthogonalitätswinkel bei zwei verschiedenen Auslenkungen der dreidimensionalen Repräsentation (0° [blau] bis 90° [rot]); Ausschnitt 2 der Abbildung 15 in der x-y-Ebene (Modell ohne Arbeits- und Schadraum)	37
Abbildung 28:	Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild des Komponentenprüfstands	43
Abbildung 29:	Messaufbau der Abbildung 28 (links) und Ausschnitt des Zylinderkopfs (rechts); 1 – Zuleitung Druckluftnetz, 2 – Acrylglas-Zylinderkopf, 3 – Ölnebelfilter, 4 – Laser-Profil-Scanner	43
Abbildung 30:	links: Entstehung der Ablöseblase (grau); rechts: Entstehung des Freistrahls; (a) Strömung am Ventilkanal; (b) Übliche Vereinfachung für die Berechnung (nach [69])	45

Abbildung 31: Ventilbewegung eines Hubkolbenverdichters als Funktion des Kurbelwinkels (schematisch nach [7]).....	47
Abbildung 32: Konstruktiver Aufbau des Komponentenprüfstands im Versuchsfeld an der Technischen Universität Dresden (Mollier-Bau); 1 – Spannungsquelle, 2 – Frequenzgenerator, 3 – Wartungseinheit, 4 – Volumenstromzähler, 5 – Magnetventil, 6 – WIKA S-10 Druckaufnehmer, 7 – Acrylglas-Zylinderkopf, 8 – Kulite XTEL-190 Druckaufnehmer, 9 – Laser-Profil-Scanner, 10 – Messrechner, 11 – SICONN-NET Data DAQ.....	49
Abbildung 33: Sauglamelle mit linearem DMS (1), PT100 (2) und Rosetten-DMS (3).....	49
Abbildung 34: Schematische Darstellung des Messprinzips der Lasertriangulation; die beispielhafte Höhendifferenz D wird als d auf den Sensor projiziert	50
Abbildung 35: Schematische Darstellung der Linienbildung bei der Laserlinientriangulation im Dreidimensionalen; die rot hervorgehobene Linie wird durch den Detektor erfasst.....	50
Abbildung 36: Darstellung der Intensitätsverteilung des reflektierten Streulichts im idealen (links) und realen Fall (rechts); rot: einfallender Lichtvektor; blau: diffus reflektiertes Streulicht [149]	50
Abbildung 37: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus, sowie des virtuellen Abstands aufgrund der verschiedenen Brechungsindizes der Phasen von SF_6	53
Abbildung 38: Konstruktive Umsetzung des Aufbaus.....	56
Abbildung 39: Verdichter mit dem optischen Zugang zur Sauglamelle	56
Abbildung 40: Schnittdarstellung von Schauglasplatte (1), Dichtung (2) und Zylinderkopfs (3); rot markiert ist der Massenstrom, der Öl in den Spalt transportiert	57
Abbildung 41: Detail D von Abbildung 40.....	57
Abbildung 42: Darstellung des internen CCD-Sensors: Aufgrund des Ölfilms kann die Lamelle nicht korrekt detektiert werden	57
Abbildung 43: Schematische Darstellung der Energiebilanz der Strahlungsleistung bzw. des Intensitätsverlusts eines einfallenden Lichtstrahls durch Reflexion, Absorption und Transmission.....	58
Abbildung 44: Schematische Darstellung von zwei exemplarischen Strahlengängen, der zugehörigen Brechung des Laserlichts sowie dem entstehenden, virtuellen Höhenunterschied im Messaufbau.....	59
Abbildung 45: Schematische Darstellung der Abschattung nach [146]	62
Abbildung 46: Schematische Darstellung der Abschattung an einer Ventilplatte bei unterschiedlichen Auslenkungen; rot: einfallender Lichtvektor; blau:	

	diffus reflektiertes Streulicht, wobei die unterbrochenen Vektoren die abgeschatteten Anteile darstellen	62
Abbildung 47:	Versuchsaufbau zur Untersuchung der optischen Abschattung; LPS ist auf die Saugbohrung der Ventilsitzplatte ausgerichtet.....	63
Abbildung 48:	Detailaufnahme des Versuchsaufbaus aus Abbildung 47; grün markiert ist der Bereich der Interferenz, der die Tropfenkontur bedingt (vgl. Abbildung 49)	63
Abbildung 49:	Aufnahme des CCD-Sensors des LPS zur Illustration der optischen Abschattung bei unterschiedlichem Öffnungsgrad der Lamelle; die Intensität des detektierten Streulichts entspricht der Weißfärbung.....	64
Abbildung 50:	Fotografie des Wellenschlags des Öls zweier aufeinanderfolgende Zeitschritte; anhand der markierten Regionen sind die unterschiedliche Dicke des Ölfilms und in der Konsequenz veränderte Reflexion gut erkennbar	66
Abbildung 51:	Schematische Darstellung der konstruktiven und destruktiven Interferenz an der Ölschicht; „+“ bezeichnet einen Wellenberg und „-“ ein -tal.....	66
Abbildung 52:	Einbringen von Öl in die Saugkammer mittels Spritze	68
Abbildung 53:	Innenansicht der Saugkammer der Abbildung 52	68
Abbildung 54:	An der Lamellenspitze hängender Öltropfen (Ansicht vom Arbeitsraum).....	69
Abbildung 55:	An der Lamellenspitze hängender Öltropfen (Ansicht von der Stirnseite); 1 – Lamelle; 2 – Hubfänger; 3 – Öltropfen	69
Abbildung 56:	Laserlinie auf der mit DMS ausgerüsteten Lamelle.....	74
Abbildung 57:	Schematische Darstellung der Verformung anhand der Biegebalkentheorie	74
Abbildung 58:	Hauptdehnungsrichtung und Winkelversatz an einem Rosetten-DMS [178]	76
Abbildung 59:	Winkelversatz des applizierten Rosetten-DMS auf der Lamelle; die Nummerierung erfolgt gemäß Abbildung 58; rot: Messstelle für die Verkipfung	76
Abbildung 60:	LPS Aufnahme der Messung der Verkipfung; z-x-Ebene	77
Abbildung 61:	Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild des Verdichterleistungsprüfstands	81
Abbildung 62:	Totale der Messzelle.....	82
Abbildung 63:	Detail des Verdichters mit installiertem LPS; Im Hintergrund sind die Handventile zur Einstellung von Hoch- und Niederdruck sowie der Speicherbehälter zu erkennen	82
Abbildung 64:	Ölwurf des Verdichters zu den Zeitpunkten 0 s, 7 s und 11 s während des Anfahrvorgangs (v.l.n.r.).....	84

Abbildung 65:	Nahezu stationärer (6 Uhr Position) und umlaufender Öltropfen (links: auf der 10 Uhr Position; rechts: 4 Uhr Position)	85
Abbildung 66:	Aufbau für die Messung in Querrichtung	86
Abbildung 67:	Detail der Erfassung der Querrichtung bei laufendem Verdichter; gut erkennbar: das transportierte Öl	86
Abbildung 68:	Druck auf der Oberseite der Lamelle in den Zeitpunkten 0.75 ms (links) und 1.35 ms (rechts); (Simulationsdaten)	94
Abbildung 69:	Druckgradient auf der Oberseite der Lamelle in den Zeitpunkten 0.75 ms (links) und 1.35 ms (rechts); (Simulationsdaten)	94
Abbildung 70:	Geschwindigkeit der Lamelle in y-Richtung zu den Zeitpunkten 1.8 ms (links) und 2.1 ms (rechts); (Simulationsdaten)	95
Abbildung 71:	Verschiebung der Lamelle in z-Richtung (Torsionsbewegung um die neutrale Faser) in den Zeitpunkten 1.8 ms (links) und 2.1 ms (rechts); (Simulationsdaten)	95
Abbildung 72:	CAD-Darstellung der Lamelle (1) mit ihrer Befestigung auf der Ventilsitzplatte; (2) Pins; (3) Blattfeder.....	97
Abbildung 73:	CAD-Darstellung des Gegenlagers der Lamelle auf der Gehäusesseite; weiß hervorgehoben: die Schrägung.....	97
Abbildung 74:	Simulationsergebnisse für den exemplarischen Zeitpunkt 88 (0.00264 s) für Druck, von-Mises-Vergleichsspannung und absoluter Verschiebung in y und z Richtung	102
Abbildung 75:	Druckbeaufschlagung und Strömungsvektorplot der Lamelle im Zeitpunkt „t1“	108
Abbildung 76:	Druckbeaufschlagung und Geschwindigkeitsplot im Saugstutzen sowie im Spalt oberhalb der Lamelle im Zeitpunkt „t1“ (vergrößert).....	108
Abbildung E1:	Darstellung des Strahlengangs im Messaufbau	XI
Abbildung J1:	Toleranzen der Grundplatte des Haltewinkels.....	XXII
Abbildung J2:	Toleranzen der Schauglasplatte, die einen Einfluss auf die Ausrichtung zur Lamelle besitzen, rot hervorgehoben ist die Laserlauflänge und die zugehörige Befestigungsfläche des Haltewinkels der Längsrichtung (1), grün analog für die Querrichtung (2), die Lamelle ist durch den Ausbruch zu erkennen.....	XXIII
Abbildung K1:	Erfassung der Oberseite Lamelle durch den modifizierten Zylinderkopf; rot markiert: Saugbohrung; die grünen Pfeile zeigen auf die Laserlinie des LPS.....	XXIV

Diagrammverzeichnis

Diagramm 1:	Schematische Darstellung eines idealen (schwarz) und eines Indikator diagrams mit Ventilverlusten (rot) sowie den zugehörigen Verläufen der Ventilhubkurven; in Anlehnung an [7]	4
Diagramm 2:	Zeitlicher Verlauf der veröffentlichten Methoden zur messtechnischen Erfassung bzw. Berechnung der Ventildynamik; vgl. Tabelle B1 im Anhang	8
Diagramm 3:	Anzahl der Veröffentlichungen zur Berechnung bzw. experimentellen Untersuchung der Ventildynamik (vgl. Tabelle B1 im Anhang), sowie Single-Thread Performance (◇) der CPU (SPECint) [10]	8
Diagramm 4:	Einsatzgrenzendiagramm des gewählten Verdichters mit R449A [60]; zusätzlich sind die Linien gleicher Druckverhältnisse π sowie die gewählten Zustandspunkte 1 – 4 eingetragen	20
Diagramm 5:	Programmablaufplan einer zweiseitigen FSI-Berechnung mit ANSYS; die blau hervorgehobenen Transfergrößen werden standardmäßig nicht übergeben	25
Diagramm 6:	Siede- und Taulinien, sowie kritische Punkte der Reinstoffe und des in REFPROP hinterlegten Gemischs; weiterhin sind dessen Isohygren (v.l.n.r. $x=\{0.5, 0.4, 0.3, 0.2, 0.15, 0.1\}$) dargestellt	40
Diagramm 7:	Verläufe der auf die Gaskonstante normierten Wärmekapazitäten der vier Komponenten und des ermittelten Gemisches bei 0.01 bar; die farbigen, durchgezogenen Linien repräsentieren die zugehörigen Trendlinien	41
Diagramm 8:	Messwerte für den wirksamen Durchströmungsquerschnitt (oben) und die Kraftangriffsfläche (unten) für drei spezifische Ventil- zu Bohrungsdurchmesser-Verhältnisse; Daten aus [136]	45
Diagramm 9:	Messdaten von Ventilhubkurven aus [39] anhand derer die benötigte Größenordnung der Abtastrate abgeleitet wird	51
Diagramm 10:	Gemessener Abstand (Mittelwerte und Standardabweichung über 34 s) im subkritischen, zweiphasigen Zustand des SF_6	54
Diagramm 11:	Gemessener Abstand (Mittelwerte und Standardabweichung) im überkritischen Zustand des SF_6	55
Diagramm 12:	Messdaten der Kalibrierung mit angetragenen, gemessenen Abständen und den jeweiligen Skalierungsfaktoren; die grün markierte Region ist in Diagramm 13 im Detail dargestellt	59
Diagramm 13:	Mithilfe der Skalierungsfaktoren kann der Einfluss des Brechungsindex korrigiert werden (Detailansicht aus Diagramm 12)	60

Diagramm 14:	Brechungsindizes von R32, R125 und R134a [161]	61
Diagramm 15:	Vier exemplarische Öffnungsgrade der Sauglamelle zur Visualisierung des Einflusses der optischen Abschattung und Interferenz	64
Diagramm 16:	Einfluss der Ölmenge auf die Messergebnisse des LPS; oben: Ölfüllhöhe; unten: Standardabweichung des gemessenen Abstands	67
Diagramm 17:	Verlauf der Druckdifferenz über der Lamelle für die Untersuchung des Öleinflusses mit markierten Messpunkten	69
Diagramm 18:	Profildaten unter Öleinfluss beim Stillstand (keine Druckbeaufschlagung); oben: ohne, unten: mit Öl	70
Diagramm 19:	Profildaten unter Öleinfluss bei geringem Druckunterschied (0.41 bar bzw. 0.46 bar); oben: ohne, unten: mit Öl	71
Diagramm 20:	Profildaten unter Öleinfluss bei großem Druckunterschied (2.16 bar)	72
Diagramm 21:	Vergleich der gemessenen Ventilhübe von Linear-DMS und LPS; blau markiert: Zeitpunkt an dem sich das Kabel des DMS in den Lichtkegel des LPS bewegt hat	75
Diagramm 22:	Winkel zwischen gemessener Hauptspannung und Rosetten-DMS 1	77
Diagramm 23:	Hauptdehnungen entsprechend der Notation in Abbildung 58	77
Diagramm 24:	Vergleich der gemessenen Ventilhübe von Rosetten-DMS und LPS	78
Diagramm 25:	Einfluss der Prüfkörperdicke auf die Dehnungsempfindlichkeit des DMS [179]	79
Diagramm 26:	Ermittelte Abklingkurve der Lamelle mit DMS Aufbauten	80
Diagramm 27:	Abklingkurve der Lamelle ohne DMS Aufbauten	80
Diagramm 28:	Massenströme von Kältemittel und Öl über dem Druckverhältnis aufgetragen [181]	84
Diagramm 29:	Einfluss von Öltropfen auf die Messergebnisse des LPS (nicht skaliert)	85
Diagramm 30:	Vergleich der Konturen der Messung in Längsrichtung mit Luft und R449A zur anschließenden Skalierung; rot umrandet sind die charakteristischen Punkte, die auf die Ventilsitzplatte hinweisen; zur besseren Visualisierung sind die Konturen axial gegeneinander verschoben	89
Diagramm 31:	Ermittelter Korrekturfaktor für eine exemplarische Messreihe des Zustandspunkts 2 ⁵	89
Diagramm 32:	Gemessene Abstände der erfassten Konturen und Länge der periodisch wiederkehrenden Intervalle	90
Diagramm 33:	Vergleich der Auslenkungen in Querrichtung von den Messungen des Komponentenprüfstands sowie der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; die vertikalen, gestrichelten Linien repräsentieren den Außenradius der Saugbohrung	92

Diagramm 34:	Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung in Querrichtung; die vertikale, gestrichelte Linie repräsentiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten).....	93
Diagramm 35:	Vergleich der Auslenkungen in Längsrichtung der Messungen am Komponentenprüfstand und der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; die Strichpunktlinie markiert die Mittellinie der Bohrung	96
Diagramm 36:	Erweiterung vom Diagramm 35 um den Punkt „transitional valve lift“ sowie eine gedrosselte Messreihe	98
Diagramm 37:	Detaildarstellung von Diagramm 36; die Saugbohrung besitzt einen Radius von 7 mm um ihre Mittellinie bei 39 mm	98
Diagramm 38:	Kraftanteilsuntersuchung zum „transitional valve lift“ (Simulationsdaten); a) durch die Druckdifferenz dominiert; b) Übergangsbereich; c) vom Massenstrom bestimmt; d) Kraftableitung über den Hubfänger	99
Diagramm 39:	Wirksamer Durchflussquerschnitt und Kraftangriffsfläche (Simulationsdaten)	99
Diagramm 40:	Darstellung der berechneten Hubkurven der Lamellenspitze und in der Mitte der Saugbohrung sowie der Umschlagpunkte (Komponentenprüfstand; Simulationsdaten)	101
Diagramm 41:	Vergleich der berechneten Verschiebung in y-Richtung; oben: neutrale Faser, unten: Außenkontur (Simulationsdaten).....	103
Diagramm 42:	Vergleich der berechneten Verschiebung in z-Richtung; oben: neutrale Faser, unten: Außenkontur (Simulationsdaten).....	104
Diagramm 43:	Vergleich der berechneten von-Mises-Vergleichsspannung; oben: neutrale Faser, unten: Außenkontur (Simulationsdaten)	104
Diagramm 44:	Vergleich der Messungen der Auslenkungen in Querrichtung vom Verdichterleistungsprüfstand und der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; gefilterte Daten.....	106
Diagramm 45:	Zeitlicher Verlauf der berechneten Hübe in Querrichtung; die vertikal, gestrichelte Linie markiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten)	107
Diagramm 46:	Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung in Querrichtung der Zeitpunkte „t2“, „t3“, „t4“ und „t5“; die vertikal, gestrichelte Linie markiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten)	107
Diagramm 47:	Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung in Querrichtung der Zeitpunkte „t1“, „t6“ und „t7“; die vertikal, gestrichelte Linie markiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten).....	107

Diagramm 48: Vergleich der Auslenkungen in Längsrichtung von den Messungen des Verdichterleistungsprüfstands und der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung.....	110
Diagramm 49: Gefilterte Daten des Diagramm 48; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung	110
Diagramm 50: Zeitliche Darstellung des Bewegungsvorgangs einer Sauglamelle beim Ansaugen; die Zeitpunkte „t4“ bis „t7“ entsprechen den für den Vergleich herangezogenen aus Diagramm 48; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)	111
Diagramm 51: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung der neutralen Faser der Zeitpunkte „t2“, „t3“, „t4“ und „t5“; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten).....	112
Diagramm 52: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung der neutralen Faser der Zeitpunkte „t6“ und „t7“; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)	112
Diagramm 53: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung der neutralen Faser des Zeitpunkte „t1“; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)	113
Diagramm 54: Flächengemittelter Druck auf die Oberseite der Lamelle und der Massenstrom für die Bestimmung des Umschlagpunkts des treibenden Regimes (Simulationsdaten).....	114
Diagramm 55: Darstellung der berechneten Hubkurven der Lamellenspitze und in der Mitte der Saugbohrung sowie der Umschlagpunkte (Simulationsdaten).....	114
Diagramm C1: Schematische Darstellung der Approximation der Isothermen ([219], [220])	IX
Diagramm D1: Absorptions- und Transmissionskurve von 10 mm dickem Borosilikatglas (nach [146] und [151]).....	X
Diagramm H1: Drücke der Hoch- und Niederdruckkammer (ZP1).....	XVII
Diagramm H2: Amplitudenspektrum mit den ersten 10 Modi der Verdichterbetriebsfrequenz (ZP1).....	XVII
Diagramm H3: Drücke der Hoch- und Niederdruckkammer (ZP2).....	XVIII
Diagramm H4: Amplitudenspektrum mit den ersten 10 Modi der Verdichterbetriebsfrequenz (ZP2).....	XVIII

Diagramm K1:	Darstellung der erfassten Kontur für den Proof-of-Concept	XXIV
Diagramm K2:	Vergleich der Messdaten des Proof-of-Concept mit den Simulationsdaten aus Diagramm 35; die vertikale Strich-Punkt-Linie markiert die Mittellinie der Saugbohrung.....	XXV
Diagramm L1:	Berechnete Verläufe der Druckänderung von Saugstutzen und Arbeitsraum der 3D Simulation; Weiterhin sind das verwendete Zeitintervall zur Einstellung der korrekten Anfangs- und Randbedingungen sowie die Dauer des Expansionsvorgangs bis zum Saugdruck eingetragen.....	XXVI
Diagramm L2:	Berechneter, zeitlicher Verlauf der auf ihre Startwerte (nach der Initialisierung) bezogenen Zustandsgrößen; $p_0=12.84$ bar, $T_0=354.15$ K, $V_0=4.87e-6$ m ³	XXVI
Diagramm L3:	Berechneter Verlauf der Expansion im Indikator diagramm	XXVII
Diagramm L4:	Berechneter Verlauf der Expansion im Druck-Temperaturdiagramm	XXVII

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Maße der Ventilsitzplatte und der Sauglamelle.....	18
Tabelle 2:	Kältemittelauswahl auf Basis der genannten Kriterien ([60], [63], [64])	19
Tabelle 3:	Gewählte Zustandspunkte für Untersuchungen	19
Tabelle 4:	Beispiele zweier, exemplarischer Methoden zur Beeinflussung der Netzsteifigkeit (Orthogonalitätswinkel von 0° [blau] bis 90° [rot]); Ausschnitt 2 der Abbildung 15 in der x-y-Ebene	30
Tabelle 5:	Gemittelte Daten des kritischen Punktes, des Normalsiedepunkts und der molaren Masse von R449A	39
Tabelle 6:	Vergleich der Lagen der kritischen Punkte und der jeweiligen Abweichungen zum Datenblatt.....	40
Tabelle 7:	Koeffizienten für die Ermittlung der normierten, spezifischen Wärmekapazität	42
Tabelle 8:	Druckverläufe bei verschiedenen Taktraten des Magnetventils	47
Tabelle 9:	Zeitpunkte der in Diagramm 9 markierten Punkte	52
Tabelle 10:	Frequenzen zu den Zeitintervallen der Tabelle 9.....	52
Tabelle 11:	Messfeldeinschränkung und deren Einfluss auf die maximale Abtastrate am LPS bei einer Belichtungszeit von 0.35 ms	52
Tabelle 12:	Zustandspunkte für die Bewertung zum Einfluss des Öls	70
Tabelle 13:	Darstellung von drei aufeinander folgenden Bildern eines Videos, das die lokalen Auswirkungen des Ölwurfs zeigt; grün markiert: strukturelle Kanten (Wandung des Zylinderskopfs und Saugbohrung); weiß repräsentiert die Kontur der Sauglamelle; rote Pfeile verweisen auf die Regionen, in denen die Auswirkungen des Öls am deutlichsten werden: 1 – Öltropfen am Schauglas; 2 – abreißender Ölfilm; 3 und 4 – Ölsammlungen auf der Lamelle.....	87
Tabelle 14:	Zustandspunkte für den Vergleich zwischen Simulation und Messung.....	91
Tabelle B1:	Untersuchte Dokumente für die Literaturrecherche (sortiert nach Veröffentlichungsdatum)	II
Tabelle D1:	Kenndaten eines 10 mm dicken Schauglases bei der Wellenlänge 658 nm	X
Tabelle F1:	Mischungsregeln in Abhängigkeit von Stoffmengen-, Massen- und Volumenanteil	XIV
Tabelle F2:	Korrelationen für die Ermittlung der Brechungsindizes nach [155]–[157]	XIV
Tabelle F3:	Gemittelte Brechungsindizes für R449A bei 60°C – Mittelwert der Approximationen: 1.02149.....	XV

Tabelle F4:	Gemittelte Brechungsindizes für R449A bei 70°C – Mittelwert der Approximationen: 1.04087.....	XV
Tabelle G1:	Beispielhafte Schichtdicken für verschiedene m ; $n_{oi}=1.4533$ [222], $\lambda_{oi}=452.7$ nm bzw. $\lambda_{\text{vakuum}}=658$ nm [146]	XVI
Tabelle I1:	Die ersten fünf Deformationsmodi der Lamelle	XIX
Tabelle J1:	Bezeichnung, Hersteller und Linearitäten der verwendeten Sensoren ([142]–[146], [223], [224]).....	XXI
Tabelle J2:	Messgrößen der Verstärker, sowie jeweils angeschlossener Sensor und Messunsicherheiten [141].....	XXI
Tabelle J3:	Fehler, der durch die Toleranzen bei der Ausrichtung entstehen kann	XXIII
Tabelle M1:	Knoten- und Elementanzahl der verwendeten Netze sowie die jeweiligen Berechnungsdauern	XXVIII

1. *Selbsttätige Ventile*, deren Bewegung vor allem durch die angelegte Druckdifferenz, Massenträgheit und Federkraft bestimmt ist (siehe Abbildung 2 links). Ein Beispiel hierfür ist das Lamellenventil (vgl. Abbildung 3), welches im Verlauf dieser Arbeit detaillierter ausgeführt wird.
2. *Gesteuerte Ventile*, bei denen die Bewegung mithilfe von pneumatischer, hydraulischer, elektrischer oder mechanischer Kraft aufgeprägt wird (siehe Abbildung 2 rechts). Der Ventiltrieb eines Hubkolbenmotors (vgl. Abbildung 4) ist ein Beispiel hierfür. Bei diesem erfolgt die benötigte Krafteinleitung zur Auslenkung des Ventils mechanisch mithilfe einer Nockenwelle.

Zusätzlich existiert die Möglichkeit selbsttätige Ventile zu steuern. Hierbei wird, z. B. im Sinne der Leistungsregulierung, der Öffnungs- oder Schließprozess des Steuerorgans beeinflusst. Marktseitige Beispiele sind die Moduload von Emerson Climate Technologies [2] für den Bereich der Kältetechnik sowie die HydroCOM von HOERBIGER [3] aus dem Einsatzgebiet der Prozessgasverdichter.

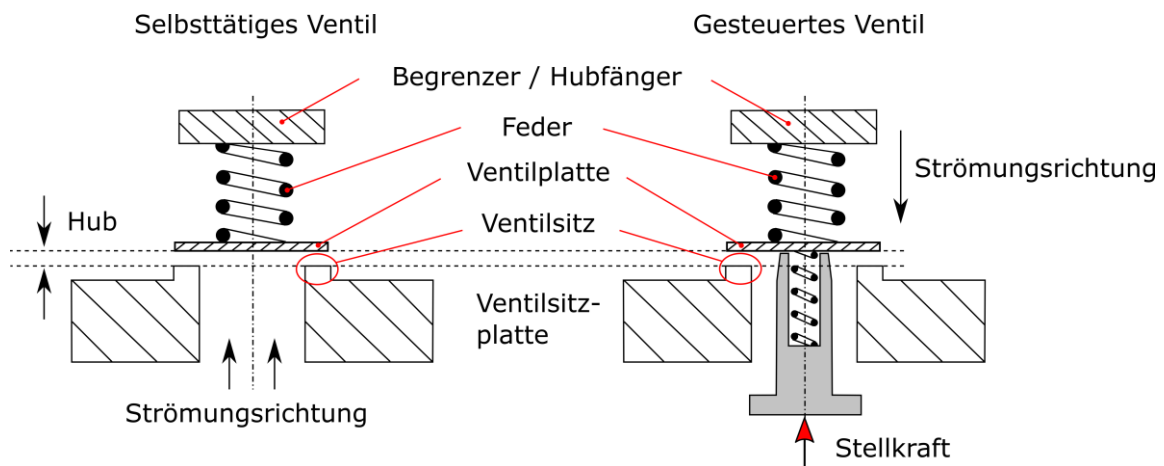


Abbildung 2: Schematische Darstellung eines selbsttätigen (links) und gesteuerten Ventils (rechts), sowie der zugehörigen Nomenklatur¹

Im Großteil der Hubkolbenkompressoren sind selbsttätige Ventile verbaut, weswegen der Fokus dieser Arbeit auf diesem Typ liegt. Der entscheidende Vorteil dieser Art der Steuerorgane liegt in der automatischen Anpassung an Veränderungen des Druckverhältnisses des Prozesses. Da die Öffnungs- und Schließzeiten durch die angreifende Druckdifferenz bestimmt sind, können veränderliche Randbedingungen besser adaptiert werden. Stellvertretend hierfür seien die Verdichter der Kälte- und Klimatechnik in Kraftfahrzeugen als Beispiel (vgl. Abbildung 3) angeführt. Diese besitzen typischerweise selbsttätige Ventile, da sämtliche Randbedingungen, die den Hoch- und Niederdruck bestimmen, einem breiten Schwankungsbereich unterliegen. Ursächlich hierfür sind u. a. die klimatischen Gegebenheiten am Einsatzort, die im Kreislauf vorhandene Kältemittelmenge sowie menschliche Faktoren. Zu den Letztgenannten zählen beispielsweise die von den Insassen gewünschte Temperatur oder das aktuelle Fahrverhalten.

¹ Hinsichtlich der Bezeichnungen von Ventilen existieren widersprüchliche Nomenklaturen in der Literatur. Details hierzu, auch in Bezug auf die in dieser Arbeit verwendete, sind im Anhang A angeführt.

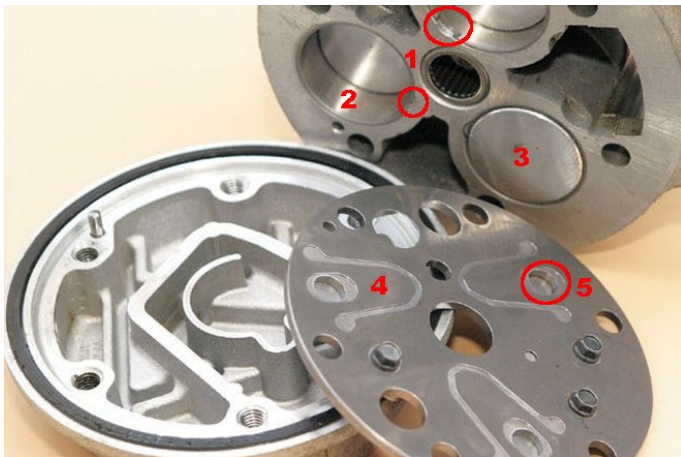


Abbildung 3: Ventil Sitzplatte eines Axialkolbenkompressors einer PKW-Klimaanlage für R134a; 1 – Hubfänger, 2 – Arbeitsraum, 3 – Kolben, 4 – Sauglamelle, 5 – Druckbohrung [4]

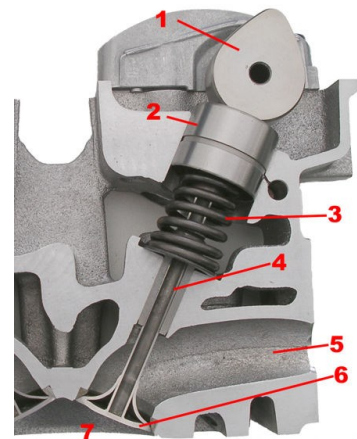


Abbildung 4: Ventiltrieb eines Hubkolbenmotors; 1 – Nocken der Nockenwelle, 2 – Tassenstößel, 3 – Feder, 4 – Ventilschaft, 5 – Ansaug- oder Abgaskanal, 6 – Ventilteller, 7 – Brennraum [5]

Ein weiterer Vorteil selbsttätiger Ventile ist, dass keinerlei konstruktive Eingriffe für einen Stellantrieb benötigt werden. In der Folge entfällt die zugehörige Wartung und entsprechend damit verbundenen Kosten. Eine Betrachtung der Hermetikverdichter der Kälte- und Klimatechnik, die z. B. in Haushaltskühlgeräten zum Einsatz kommen, zeigt, dass der Endkunde primär einen langjährigen, wartungsfreien Betrieb erwartet. Hingegen unterliegen die Motoren der Fahrzeugindustrie, insbesondere in Deutschland, gesetzlich vorgeschriebenen Inspektionszyklen [6]. In diesen wird, zumeist auf Basis von Vorgaben des Fahrzeugherstellers, der einwandfreie Betriebszustand des Fahrzeugs überprüft und ggf. Verschleißteile erneuert. Dementsprechend kann an dieser Stelle mithilfe gesteuerter Ventile (vgl. Abbildung 4) gezielt Einfluss auf deren Öffnungs- bzw. Schließvorgang genommen werden. Dies geht mit den Vorteilen einer zielgerichteten Leistungsregulierung und optimalen Anpassung an den Anwendungsfall einher. Allerdings ist im Vorfeld eine gute Kenntnis des umzusetzenden Prozesses nötig. Für den Vergleich des idealen mit dem realen Fall hat sich im Bereich der Kolbenmaschinen die Darstellung mithilfe des Indikatordiagramms, in dem der Druck des Arbeitsraums über dem Volumen des selbigen aufgetragen wird, etabliert. Hierin werden, im Gegensatz zu thermodynamischen Zustandsdiagrammen, zusätzlich auch Änderungen der Masse dargestellt. Die eingeschlossenen Flächen entsprechen dann der Arbeit pro Kurbelumlauf, die einerseits vom Kolben an das Arbeitsmedium übertragen und andererseits in Form von Verlustwärmeströmen abgeführt wird.

Erfolgt hierzu die Betrachtung eines exemplarischen, periodischen Arbeitsspiels, wobei beide Druckniveaus als konstant angenommen werden, folgt der in Diagramm 1 schwarz dargestellte Verlauf. Weiterhin sind die idealen, auf ihren Maximalwert bezogenen Hubzyklen von Druck- und Saugventil abgebildet. Anhand dieser, ebenfalls schwarz dargestellten, Bewegungsabläufe lassen sich erste Anforderungen an die Steuerorgane ableiten. Das Ventil muss derart konstru-

iert sein, dass es sich schnell mit dem Gasstrom öffnet, im Anschluss in der Position der maximalen Auslenkung ruht und mit Umkehrung des Stroms seine Ausgangslage einnimmt. Letztgenannter Punkt ist besonders für die Vermeidung eines Rückflusses entscheidend. Um die Strömungsumkehrverluste gering zu halten, muss das Ventil möglichst klein sein. Zusätzlich geht mit dessen steigender Masse eine, durch den Trägheitswiderstand bedingte, Zeitverzögerung einher. Dadurch kann sich die umgekehrte Strömung entwickeln und das Ventil schlägt mit höherer Aufprallgeschwindigkeit gegen seinen Sitz. An diesem erfolgt kein Einnehmen einer erwünschten Rastposition, sondern ein Abprallen. In der Folge ist das Ventil nicht geschlossen, wodurch sich ein Leckagemassenstrom einstellt. Zusätzlich führt die Umkehrströmung zu einer Verschlechterung der volumetrischen und energetischen Wirkungsgrade der Kolbenmaschine.

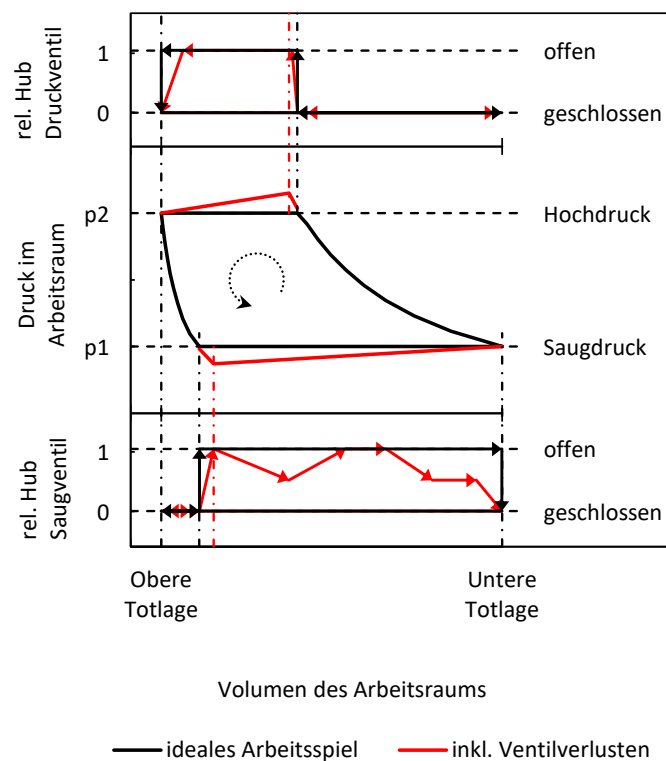


Diagramm 1: Schematische Darstellung eines idealen (schwarz) und eines Indikator diagrams mit Ventilverlusten (rot) sowie den zugehörigen Verläufen der Ventilhubkurven; in Anlehnung an [7]

Die im Diagramm 1 rot eingetragenen Verläufe stellen die einbezogenen, z. T. bereits beschriebenen Ventilverluste schematisch dar. Weiterhin wird, insbesondere anhand des Bewegungsablaufs des Saugventils, ersichtlich, dass dieser vom Ideal abweicht, was schlussendlich in einem schlechteren Gütegrad resultiert. Somit besteht der Wunsch, ein Ventil, z. B. beim Schließen zur richtigen Zeit, zu unterstützen. Hierzu kann der Einsatz einer zusätzlichen Federbelastung erfolgen. Ist die effektive Federrate jedoch zu groß, kann das Ventil zwar korrekt geschlossen werden, aber im Gegenzug folgt ein verzögertes Öffnen. Dies führt erneut zu erhöhten Strömungsverlusten.

Anhand der Ausführungen wird die enge Verbindung der, durch die Ventile entstehende, Verluste mit dem dynamischen Verhalten ersichtlich. Öffnungs- und Schließzeiten, Ventilplattenaufprallgeschwindigkeiten, das Vorhandensein von schwingenden Bewegungsformen aufgrund stationärer und instationärer Kraftquellen sind Aspekte, die bei der Konstruktion eines Ventils berücksichtigt werden müssen. Obwohl die dynamischen Probleme, die mit dem Hubkolben und den zugehörigen Elementen des Antriebsmechanismus verbunden sind, bereits in der Vergangenheit effektiv gelöst werden konnten, bereitet das dynamische Verhalten von Ventilen immer noch Probleme. Entsprechend haben die Steuerorgane nicht den gleichen Grad an Perfektion wie andere Komponenten des Kompressors erreicht. Ein grundlegender Unterschied liegt darin, dass beispielsweise die Bewegung des Kolbens vollständig durch mechanische Zwangsbedingungen definiert ist. Hingegen unterliegt das Verhalten eines selbsttätigen Ventils stark den variablen Prozessen im Zylinder und den angeschlossenen Systemen.

Beim gegenwärtigen Entwicklungsstand von Hubkolbenkompressoren können Ventile als Schlüsselkomponenten in der Konstruktion hinsichtlich energetischer Optimierungen angesehen werden. Bei der aktuellen Suche nach Verbesserungspotentialen sollten deswegen die Anstrengungen primär auf die Steuerorgane gerichtet werden.

1.2 Überblick über die Arbeit

Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist, die Dynamik eines saugseitigen, selbsttätigen Lamellenventils zu analysieren. Dies wird unter Verwendung eines marktseitig verfügbaren Berechnungsmodells durchgeführt², in dem sowohl die strömungstechnischen als auch die strukturmechanischen Aspekte Beachtung finden. Zur Validierung der gewonnenen Daten erfolgt erstmals eine parallele, nicht-punktueller, messtechnische Untersuchung. Die spezifischen Ziele dieser Arbeit sind demnach:

1. Der derzeitige Stand der Technik der numerischen und experimentellen Untersuchungen zur Dynamik von Ventilen, vor allem im Hinblick auf die zugrundeliegenden Messmethoden oder Ansätze der Modellierung, soll dargelegt werden.
2. Erstellung eines numerischen Berechnungsmodells, das die Ventildynamik einer Sauglamelle innerhalb eines halbhermetischen Kältemittelverdichters abbildet.
3. Messtechnische Validierung des Modells hinsichtlich einer zukünftigen, potentiellen Verwertbarkeit als Auslegungsprogramm. Hierfür wird ein Messprinzip eingesetzt, das erstmals die Erfassung einer Reihe aufeinanderfolgender Abstandsinformation ermöglicht. Dabei beschränkt sich die Validierung nicht nur auf Analysen entlang der neutralen Faser der Lamelle, sondern umfasst ebenfalls deren Querrichtung.

² Da die Mehrzahl der Programme dem englischsprachigen Raum entstammt, verwenden diese einen Dezimalpunkt anstelle des im Deutschen üblichen Kommas. Zur Umgehung von Konvertierungsfehlern sowie zur Vereinheitlichung von schriftlicher und grafischer Darstellung wird im Rahmen dieser Arbeit der Punkt als Dezimaltrennzeichen verwendet.

4. Die Ergebnisse des validierten Modells zu nutzen, um Phänomene zu untersuchen, die mit herkömmlichen, experimentellen Mitteln nicht möglich oder praktisch nicht zu analysieren sind.
5. Bereitstellung von Mess- und Simulationsdaten zur weiteren Entwicklung von Lamellenventilen.

Entsprechend ist die vorliegende Arbeit wie folgt gegliedert: Die im Kapitel 2 dargelegte Literaturrecherche stellt verschiedene, veröffentlichte Ansätze sowohl zur messtechnischen Erfassung als auch zur numerischen Berechnung der Ventildynamik vor. Aus diesen Erkenntnissen werden die für diese Arbeit benötigten Grundlagen und Vorüberlegungen abgeleitet (Kapitel 3). Anschließend stellt Kapitel 4 den in dieser Arbeit verwendeten, simulativen Ansatz vor. Dessen Validierung wird mithilfe der in Kapitel 5 vorgestellten Messmethoden durchgeführt. Die Gegenüberstellung beider Ansätze ist dem Kapitel 6 zu entnehmen und eine abschließende Zusammenfassung der wichtigsten Schlussfolgerungen erfolgt in Kapitel 7.

2 Stand der Technik

Der folgende Abschnitt liefert einen zeitlichen Verlauf der Entwicklung der theoretischen und praktischen Untersuchung der Ventildynamik. Dabei erfolgt die Darstellung der Veröffentlichung einer Methode zur messtechnischen Erfassung bzw. eines vollständigen Modells zur Berechnung chronologisch. Weiterhin wird nicht hinsichtlich der Art des Ventils oder des Verdichters selektiert. Lediglich Teilaspekte der Simulation werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht berücksichtigt. Die Übersicht der Veröffentlichungen listet das Diagramm 2, welches aufgrund des Umfangs im Querformat auf Seite 8 zu finden ist. Unterstützend zeigt das Diagramm 3 die Entwicklung der Anzahl der Publikationen in den betrachteten Jahren. Dennoch ist anzumerken, dass, trotz intensiver Recherche, der hier dargestellte Stand der Technik nicht allumfassend sein kann. In dem, durch insgesamt 96 Quellen (vgl. Tabelle B1 im Anhang) beschriebenen, Zeitraum von 68 Jahren sind durch Umbrüche verschiedenster Art Veröffentlichungen verloren gegangen bzw. unerreichbar geworden. So referenziert beispielsweise Christian [8] Untersuchungen aus den Vorkriegsjahren und den Mitteilungen des sowjetischen Konstruktions- und Entwicklungsbüros für die chemische Industrie (Niichimmasch). Diese würden vor allem die in Diagramm 2 präsentierten Anfangsjahre nicht nur inhaltlich aufwerten, sondern eventuell neu gestalten. Nichtsdestotrotz zeigt die untersuchte Literatur das stete Bestreben, die komplexe Ventildynamik verstehen, beschreiben und vorhersagen zu wollen.

Das als das erste geltende Modell, das die ganzheitliche Analyse von Ventildynamik und deren Rückwirkung auf die Leistung des Kompressors beinhaltet, wurde 1949 von Costagliola [9] präsentiert. Das Lösen des Systems zweier nichtlinearer Differentialgleichungen für die Ventilbewegung und den isentropen Druckverlauf war seinerzeit wegweisend, aber zu aufwändig. Dementsprechend wenig Einsatz fand das Modell in dem Produktentwicklungszyklus. Dennoch entwickelte er das grundlegende Formelwerk, auf dem spätere Arbeiten aufbauen konnten. Weiterhin kann Costagliola [9], auch wenn der Begriff zu diesem Zeitpunkt noch nicht geprägt war, als Begründer der „Basic Valve Theory“ (BVT) bezeichnet werden. Im Rahmen dieser wurde der Gleichungssatz zur Ermittlung der Ventildynamik unter den folgenden Bedingungen abgeleitet:

- I. Das Ventil ist ein schwingfähiges System mit einem Freiheitsgrad von eins.
- II. Die Ventilplatte ist ein Starrkörper.
- III. Der Ventilhub ist durch ein federndes Element begrenzt.

Costagliola [9] verglich seine Ergebnisse mit den selbst durchgeführten Experimenten, aus denen er auch empirische Koeffizienten ableiten konnte. Als Messmethode zur Erfassung der Ventilbewegung diente eine der Radierung ähnliche, mechanische Konstruktion. Die Abweichungen zu seinen Berechnungen erklärte er mithilfe von Leckage und Wärmetransport, welche vernachlässigt wurden.

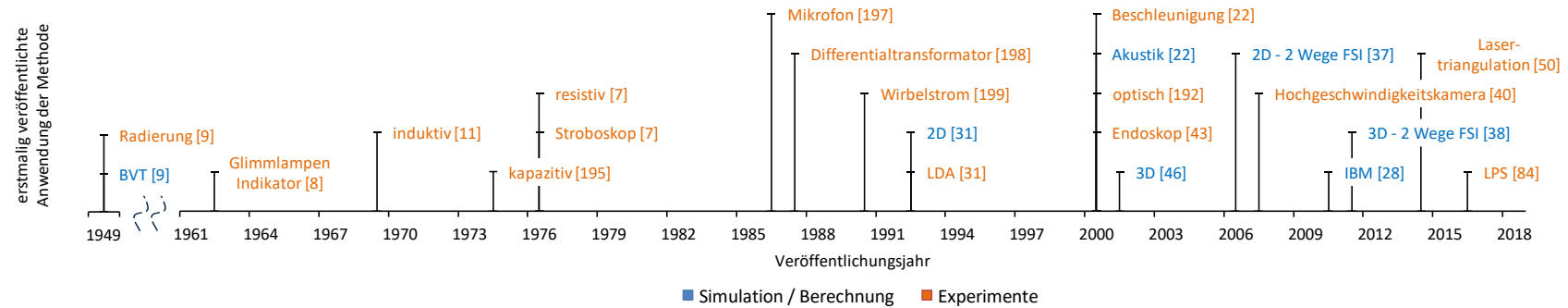


Diagramm 2: Zeitlicher Verlauf der veröffentlichten Methoden zur messtechnischen Erfassung bzw. Berechnung der Ventildynamik; vgl. Tabelle B1 im Anhang

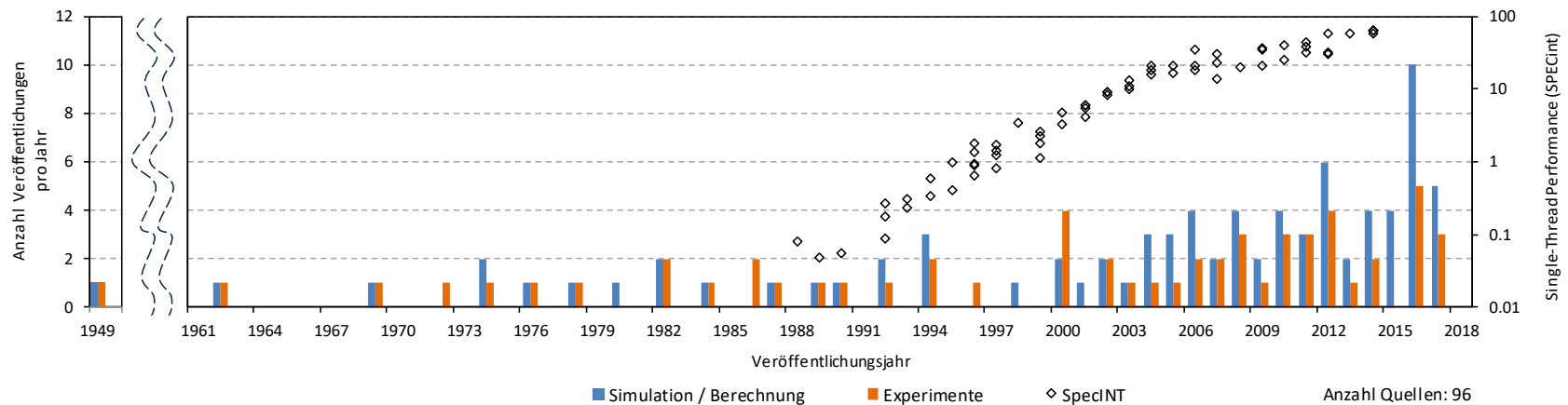


Diagramm 3: Anzahl der Veröffentlichungen zur Berechnung bzw. experimentellen Untersuchung der Ventildynamik (vgl. Tabelle B1 im Anhang), sowie Single-Thread Performance (◇) der CPU (SPECint) [10]

MacLaren und Kerr [11] veröffentlichten 20 Jahre später das erste Modell, dass mit einem digitalen Computer berechnet wurde. Dabei bauten Sie auf der Arbeit von Costagliola [9] auf und verbesserten diese. Die wichtigsten Neuerungen waren die Einbeziehung des Ventilflatterns sowie der Kammer- und Rohrleitungspulsationen. Unterstützt von konstanten, empirischen Koeffizienten konnte eine der ersten Untersuchungen zur Lebensdauer von Ventilen mittels mathematischer Modelle durchgeführt werden.

In den folgenden Jahren wurde die BVT durch Faktoren und Koeffizienten mit unterschiedlichem Grad an Empirie erweitert. Effekte wie

- das Kleben durch das verwendete Öl ([7], [12]–[14]),
- das Taumeln von Ventilplatten ([15]–[18]) sowie
- die instationären Strömungsvorgänge ([18]–[20])

sind erst durch verbesserte Messtechnik identifizier- bzw. quantifizierbar geworden. So verwendete Toubert [7] beispielsweise neben induktiven, resistiven und kapazitiven Sensoren auch das Stroboskop für seine umfangreichen Messungen, aus denen er eine Vielzahl an Koeffizienten ableitete. Schlussendlich führten die genannten Erweiterungen zur „Extended Valve Theory“ (EVT), welche noch heute in verschiedenen Formen und Abwandlungen eingesetzt wird. Dementsprechend verwendet etwas mehr als die Hälfte (57.3 %) der in Diagramm 2 dargestellten 96 Quellen eine Berechnungsmethode, die auf dieser Theorie aufbaut. Diese Anzahl verdeutlicht nicht nur die Bedeutung der EVT, sie unterstreicht auch den aktuellen, hohen Entwicklungsstand dieser Modelle. Dennoch werden sämtliche Charakteristika einer Lamelle auf die einer einfachen Ventilplatte reduziert, bei der im Anschluss eine Anpassung an eventuell vorhandene Messdaten mithilfe von verschiedensten Korrekturfaktoren erfolgt. Dieser Sachverhalt wird in Abbildung 5 näher veranschaulicht.

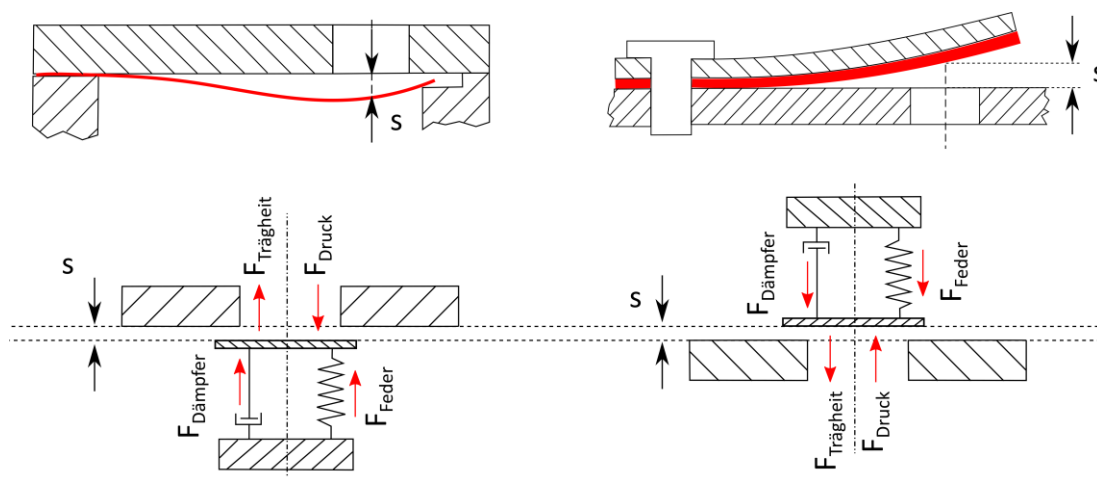


Abbildung 5: Derzeit präferierte Modellierung von Saug- (links) und Drucklamelle (rechts)

Eine der wenigen Veröffentlichungen, in der keine solche Reduktion auf eine einfache Platte erfolgte, ist die Dissertation von Baumgart [21]. Hierin wird die Biegelinie der diskretisierten Lamelle durch eine Superposition von Verschiebungstermen dargestellt. Für diesen Zweck wird der Einfluss der Kontur des Fängers betrachtet sowie ein vom Federweg abhängiges Feder-

kraft- und Ersatzmassemodell verwendet. Folglich erzielte Baumgart [21] eine gute Kopplung zwischen dem Lamellenhub und der für die Strömung verfügbaren Spaltfläche, die wiederum zu einem erhöhten Realitätsgrad führte. Die weiterhin vorgestellten Messwerte sind, aufgrund des eher ganzheitlichen Fokus der Arbeit, nur auf der Ebene des Gesamtsystems angegeben und ermöglichen keinen Vergleich mit gemessenen Hubkurven. Die insgesamt erreichte Genauigkeit, zusammen mit der geringen Berechnungsdauer im einstelligen Minutenbereich, zeigt das Potential, das in den auf der BVT aufbauenden Berechnungsmethoden steckt.

Eher als Randnotiz der Ventilberechnung kann man die Analogiebetrachtung der akustischen Theorie, welche beispielsweise von Tarnopolsky, Fletcher und Lai [22] bzw. von Fletcher [23] dargelegt sind, betrachten. Mit Hilfe eines einfachen Aufbaus, bestehend aus Pufferbehälter, beweglichem Kolben, Ventilbaugruppe, Mikrofon und Beschleunigungsaufnehmer zeigt die erstgenannte Autorengruppe, dass das Schwingverhalten einer Lamelle, sowie der Druckverlauf damit gut approximiert werden können. Auch wenn dieser Art der Simulation vergleichsweise wenig Bedeutung zukommt, basiert viel des Formelwerks der modernen Pulsationsanalyse von Rohrleitungen oder Kammern ([24]–[26]) auf dieser Analogiebetrachtung.

Die „Immersed Boundary Method“ (IBM) stellt ein weiteres, aktuell wenig verbreitetes, numerisches Verfahren dar. Diese Methode wurde 1972 von Peskin [27] für die Strömungsberechnung um die Herzklappe entwickelt. Die dort vorliegenden, komplexen Geometrien, die zusätzlich noch bewegliche Wände aufweisen, führen bei der Lösung strömungstechnischer Grundgleichungen häufig zu numerischer Instabilität. Im Umkehrschluss eignet sich das Berechnungsverfahren besonders für Probleme mit Fluid-Struktur-Wechselwirkungen, wie sie beispielsweise bei Ventilsystemen auftreten. Entsprechend verwendeten Gasche, Rodrigues und Militzer [28] eine auf der IBM basierende Methode, um den Öffnungs- und Schließvorgang einer zweidimensionalen Abbildung einer Ventilplatte zu berechnen. Hierbei lag das Hauptaugenmerk auf der Machbarkeit, aber die Autoren sahen bereits den Anwendungsfall der Lamellenventile voraus. Dieser folgte zwei Jahre später durch Gasche und Barbi [29]. In dieser Veröffentlichung wurde die Lamelle mithilfe einer vorgeschriebenen, sinusförmigen Funktion ausgelenkt, die sich einstellende Strömung analysiert und validiert. Als weiterer, noch ausstehender Schritt ist die Kopplung eines strukturellen Löser angestrebt, damit ein Vergleich mit anderen numerischen Codes erfolgen kann. Marktseitig ist die IBM beispielsweise in das „Computational Fluid Dynamics“ (CFD) Programm FloEFD der Firma SMART Engineering GmbH [30] integriert, das sich u. a. aufgrund der Verwendung der IBM von seinen Mitbewerbern unterscheidet.

Tramschek und Nasr [31] waren zu Beginn der 1990er Jahre unter den ersten, die die Anwendbarkeit der CFD auf eine einfache Ventilplattenanordnung untersuchten. Der simple Aufbau, bestehend aus Diffusor, Blende, Regulierventilen und Puffervolumina wurde mit Druckluft durchströmt und die zugehörige Plattengeschwindigkeit mittels Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) gemessen. Die abschließend präsentierten Vergleiche zwischen Messung und Simulation zeigten deutlichere Abweichungen, welche den Autoren nach auf die „false diffusion“, also der programmtechnischen Umsetzung der Näherung des Konvektionsterms, zurückzuführen waren. Doch in der Folge steigt der simulative Anteil an Veröffentlichungen im Vergleich zu

den experimentellen Untersuchungen deutlich an (vgl. Diagramm 3). Selbst verbesserte optische Messmethoden, vor allem Endoskope und Kameras, deren kleinere Abmessungen eine Installation innerhalb eines Verdichters zuließen, vermochten diesen Trend um die Jahrtausendwende nur kurz zu unterbrechen. Aufgrund des parallel stattfindenden, sprunghaften Fortschritts in der Rechentechnik reduzierte sich die durchschnittliche Rechenzeit signifikant. Hierfür kann der SPECint¹ als Vergleichsgröße verwendet werden. Dieser standardisierte „Central Processing Unit“ (CPU) Benchmark Index, der ein Maß der Bearbeitung von rechenintensiven Aufgaben von Prozessoren darstellt, steigt zu Beginn der 1990er Jahre sprunghaft an. Entsprechend konnte die CFD für komplexere Analysen eingesetzt werden. Beginnend mit der stationären, dreidimensionalen Durchströmung von Ventilkänen [32] und der zweidimensionalen Abbildung von Plattenventilen für die Untersuchung des Öffnungsprozesses [33] stieg das Interesse an den Erkenntnissen. Doch auch die kritischen Stimmen der Verfechter der traditionellen Berechnung wurden lauter, weswegen Ottitsch und Scarpinato [34] Windkanalmessungen der wirksamen Durchströmungsfläche verschiedener Ventile mit den Ergebnissen stationärer CFD verglichen. Der maximale, unter Verwendung eines Standard-k- ϵ -Turbulenzmodells, ermittelte Abweichung bei einem Poppetventil lag bei -9.2 %. Ein Wechsel auf die durch die „Re-Normalisation Group“ modifizierte Version, reduzierte den Fehler auf -0.8 %. Der Wechsel des Turbulenzmodells bedingte, dass Ablösungspunkte der Strömung präziser vorhergesagt werden können, im Gegenzug die numerische Stabilität aber geringer ist. Die Genauigkeit der Berechnung bestätigt deren Anwendbarkeit, lässt jedoch die Frage nach der zugehörigen Berechnungszeit offen. Dies trifft allerdings auf die meisten Veröffentlichungen zu. Typischerweise wird die Anzahl der Iterationsschritte [34] oder relative Werte mit Bezug auf eine andere Simulation [35] angegeben. Welche Rechentechnik hierbei zugrunde gelegt werden muss, bleibt zumeist offen.

Als abschließendes Beispiel zur CFD sei Rodrigues [35] angeführt. Dieser zeigte auf dem ANSYS Users Meeting in Brasilien, dass ein komplettes Arbeitsspiel eines hermetischen Hubkolbenverdichters mit Einbeziehung der Strukturmechanik von Saug- und Druckventil berechnet werden kann. Die Umsetzung erfolgte mithilfe eines massiven Einsatzes von Unterbrechungsanforderungen, mehreren zusätzlichen Python- und Batch-Skripten und vier verschiedenen Untermodellen. Das Fehlen eines abschließenden Vergleichs mit Messergebnissen lässt an dieser Stelle keinerlei abschließende, qualitative Aussagen über die Güte der durchgeführten Berechnung zu. Dennoch lässt sich hieran die Interaktion von Fluid und Festkörper als neues Forschungsgebiet erkennen, welche zur Bewertung des Langzeitverhaltens herangezogen werden kann.

Die durchgeführte Literaturrecherche zeigte weiter, dass bei der Analyse der Dynamik von Ventilen deren Lebensdauer im Verlauf der Jahre stets Bestandteil des Forschungsinteresses war. Hintergrund hierfür ist, dass die Zuverlässigkeit des Verdichters und folglich der gesamten Anlage eng damit verknüpft sind ([7], [17], [18], [20], [36]). Doch rein quantitativ betrachtet, beziehen von den in Diagramm 2 dargestellten Quellen, nur 17.1 % die Strukturmechanik mit

¹ Benchmark Suite der Standard Performance Evaluation Corporation (SPEC) - <https://www.spec.org>

ein. Der damit verbundene, zusätzliche, numerische Aufwand ist signifikant höher, da der Freiheitsgrad bei einer Kopplung von Fluid- und Strukturlöser auf bis zu sechs steigt. Im Gegenzug wird das Modell allgemeingültig und ermöglicht beispielsweise Einblicke in die Biegebelastung. So waren Kim, Wang, Park, Ryu und La [37] unter den ersten, die diese Kopplung an den Ventilen eines Hubkolbenverdichters im zweidimensionalen Raum präsentierten. Die durchgeführte Optimierung der Lamellengestaltung reduzierte die berechnete Kontaktkraft beim Aufprall um 15 %. Später veröffentlichte Schildhauer [38] in seiner Masterarbeit, die bei einem deutschen Simulationsdienstleister entstand, die Umsetzung einer dreidimensionalen Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) mit ANSYS CFX. Das simulierte Drucklamellenventil war bei dieser Arbeit mehr ein Zeichen der Machbarkeit und der Fokus lag auf der Herausforderungsbewältigung der Gitterbewegung bei schnell wechselnden Kontaktzuständen. Dennoch kann die Arbeit als eine der ersten erfolgreichen zu diesem Themenkomplex angesehen werden.

Bei der Analyse der Messmethoden wird ersichtlich, dass mit dem Aufkommen moderner Verfahren, diese auch zur Erfassung der Ventildynamik verwendet wurden. Ein konkretes Beispiel hierfür ist das LDA. Als berührungsloses, optisches Messverfahren basiert es auf der Bestimmung der Dopplerverschiebung zwischen ausgesendetem Laserlicht und empfangenem Streulicht. Weiterhin ist das LDA primär für die Analyse von Geschwindigkeitskomponenten von Strömungen entwickelt worden. Dementsprechend kann die Ventildynamik nur indirekt erfasst werden. Zusätzlich existiert, aufgrund der baulichen Größe des LDA, das Problem der räumlichen Integration. Der zu untersuchende Verdichter benötigt demnach einen optischen Zugang, woraus weitere Herausforderungen erwachsen. Buligan, Paone, Revel und Tomasini [39] zeigten, dass die unterschiedlichen Vibrationen von Sensor und Kompressor, die Brechung bzw. Beugung sowohl des integrierten Fensters, als auch der insgesamt drei verschiedenen Fluide zu beachten sind. Kältemittel, Öl und Luft, wobei die ersten beiden in verschiedener Konzentration und Phase vorliegen können, besitzen zudem noch temperaturabhängige Stoffeigenschaften, wodurch eine allgemeingültige Lösungsfindung erschwert wird. Bei 12 der betrachteten Publikationen konnten diese Herausforderungen für die optische Erfassung scheinbar gelöst werden. Darunter zählen die Verwendung von Hochgeschwindigkeitskameras ([13], [40], [41]), Strobos- ([7], [42]) oder Endoskopen [43], LDA (z. B. [31], [44]–[47]) sowie fiberoptischen ([18], [48]) und nicht näher spezifizierten Systemen (z. B. [49]–[51]).

In insgesamt neun Veröffentlichungen ist die Anwendung der induktiven Wegerfassung bei Ventilen zu finden. Dieses berührungslose Verfahren ist bereits von MacLaren und Kerr [11] verwendet worden und weist eine gute Temperaturstabilität auf [52]. Allerdings wirken sich die großen Abmessungen der Sensoren bei typischen Ventilhüben hinsichtlich einer Integration negativ aus, weswegen sie in der vorliegenden Arbeit nicht zum Einsatz kommen können.

Das am weitesten verbreitete Messverfahren ist das Resistive. Dieses wurde in 12 Veröffentlichungen publiziert. Dehnungsmessstreifen (DMS), als gängiger Vertreter dieses Messprinzips, erlauben aufgrund ihrer vergleichsweise geringen Anschaffungskosten erstmals die mehrachsige Analyse an Ventilen. Brun und Nored [49] verwendeten in ihren Untersuchungen drei DMS auf einer Platte. Ein anschließender Vergleich mit den Ergebnissen der optischen Sensoren zeigte eine gute Übereinstimmung in der Wegaufnahme. Weiterhin erlaubten die Ergebnisse

die Ermittlung von Aufprallort, -winkel und -geschwindigkeit. Die sich anschließende Analyse des Spannungszustands mit ANSYS Mechanical zeigte eine maximale Abweichung von 17 %. Auf die Frage, inwieweit diese auf die zusätzliche Versteifung der Ventilplatte durch DMS, Kleber oder Abdeckmittel zurück zu führen ist, gehen die Autoren nicht ein. Gleiches gilt auch für die Veröffentlichung von Yoshizumi, Kondoh und Yoshida und Kollegen [13]. Mithilfe der Dehnungsinformationen von insgesamt 12 DMS auf einer Ventillamelle erfolgte eine Rekonstruktion der Funktionen von Verschiebung, Krümmung sowie Steigung. Auf eine Beeinflussung der Dynamik durch diesen massiven Einsatz an resistiven Sensoren wird seitens der Autoren verzichtet.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass, trotz der in den vergangenen Jahren gesammelten und publizierten Ergebnissen, differenzierte Fragen offenbleiben. Jede der bereits erwähnten Messungen charakterisiert eine punktuelle Auswertung der Ventildynamik. Dies ist vor allem den zugrundeliegenden Verfahren geschuldet. Weiterhin sind die abgeleiteten Erkenntnisse nur beschränkt für Lamellenventile verwendbar. Eine zeitlich diskrete Aufnahme mehrerer Punkte auf der Lamelle, um Verschiebungsinformationen ohne zeitlichen oder örtlichen Versatz zu erhalten, wurde bis dato vornehmlich mit Kameraaufnahmen durchgeführt ([17], [41], [43], [53]). Ein zusätzliches Fokussieren auf die Veröffentlichungen, die das Ventil nicht als separate Komponente, sondern als Bestandteil eines Kompressors betrachten, reduziert die Anzahl auf eins. Lediglich die mit einem Endoskop durchgeführten Untersuchungen von Ludu, Betto und Regner [43] sind an dieser Stelle zu nennen. Dabei konnten die Autoren, mithilfe einer Superposition von ausgelenkter und ruhender Lamelle, die Hubkurven innerhalb eines Haushaltskälteverdichters ermitteln. Diese Art der Bildverarbeitung ist aufwändig und bedarf häufig händischer Korrekturen. Entsprechend zeigt der Stand der Technik eine Wissenslücke in der messtechnischen Erfassung der Dynamik von Lamellenventilen, die derzeit verfügbare Berechnungsmethoden validieren und verbessern kann.

3 Grundlagen und Vorüberlegungen

Der einfache Aufbau, die Zuverlässigkeit sowie die geringen Kosten haben zu einer weiten Verbreitung von Lamellenventilen geführt. Insbesondere im Bereich der Kältetechnik werden die genannten Eigenschaften für den Einsatz in halb- und vollhermetischen Verdichtern benötigt und geschätzt. Im Folgenden werden die spezifischen Grundlagen zu den Bewegungsmodi einer Lamelle kurz dargelegt. Hierzu wird die in Abbildung 6 gezeigte Notation¹ verwendet. Die Darstellung zeigt einen Schnitt einer exemplarischen Ventilsitzplatte eines halbhermetischen Verdichters. Auf dieser befinden sich zwei Arten von Lamellen: zum einen die Sauglamelle, durch welche das Kältemittel in den Arbeitsraum des Verdichters gelangt und zum anderen die Drucklamelle. Diese steuert wiederum die Menge des verdichteten Arbeitsmediums, das ausgeschoben wird.

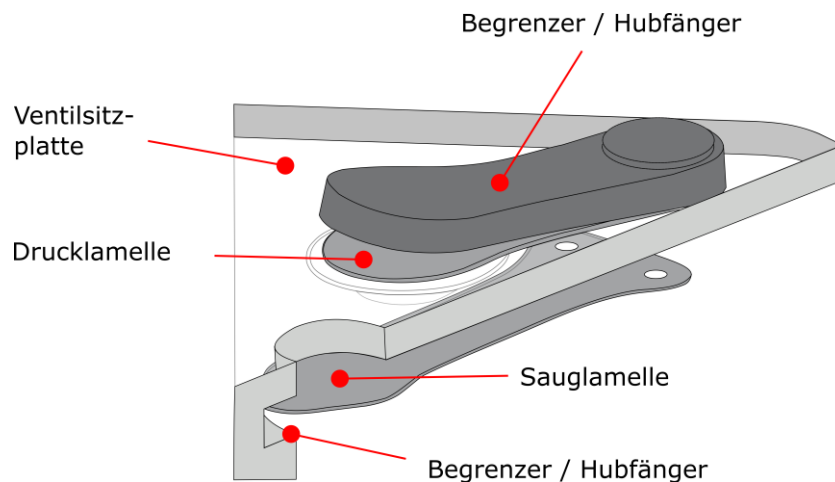


Abbildung 6: Schematische Darstellung von Druck- und Sauglamelle an einer geschnittenen Ventilsitzplatte

Die Drucklamelle besitzt häufig einen konturierten Hubfänger, der vor zu großen Bewegungsamplituden schützt. Hingegen ist die saugseitige Begrenzung zumeist in das Kurbelgehäuse oder die Laufbuchse integriert und limitiert den Hub nur in einem kleinen Bereich des Ventils. Entsprechend ist der Freiheitsgrad der Bewegung der Sauglamelle deutlich größer (vgl. Abbildung 7). Weiterhin ist die Integration von Messtechnik saugseitig häufig leichter, da keinerlei konstruktive Eingriffe am Hubfänger durchgeführt werden müssen. In der Folge stehen in der Literatur bei Schadens- und Lebensdaueruntersuchungen bei Lamellenventilen zumeist die Saugseiten im Fokus (z. B. [17], [54]–[58]).

Eine Analyse des Bewegungsablaufs, den eine exemplarische Sauglamelle während der Ansaugphase des Verdichters durchläuft, lässt die in der Abbildung 7 dargestellten Fälle unterscheiden. Dabei gehen die folgenden Ausführungen davon aus, dass das Steuerorgan durch die Druckdifferenz getrieben ist. Sonderfälle wie ein Flüssigkeitsschlag bedingen einen Wechsel in der treibenden Kraft und werden an dieser Stelle nicht betrachtet.

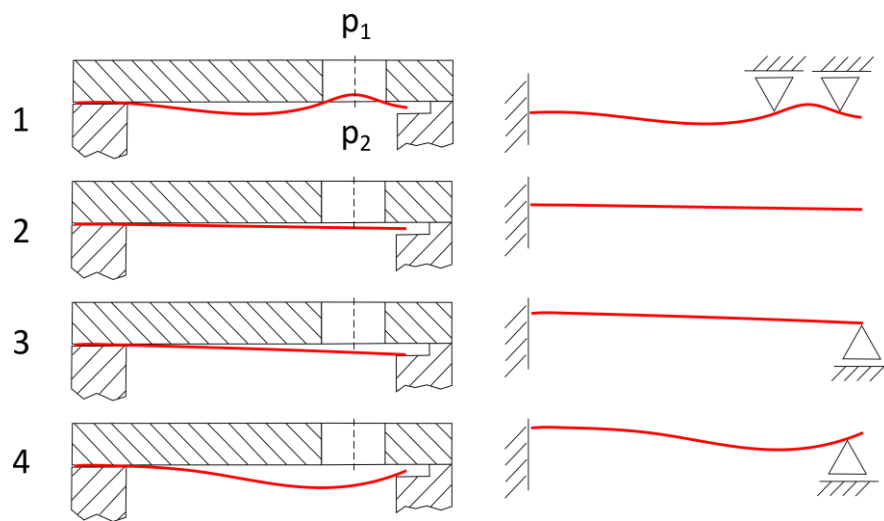


Abbildung 7: Schematische Darstellung des Biegeverlaufs einer Sauglamelle (rot) im Schnitt, sowie die daraus abgeleitete Auflagerreaktion; 1 – Kolben in der OT, $p_2 \gg p_1$; 2 und 3 – Kolben bewegt sich zur UT, $p_2 < p_1$; 4 – Kolben in der UT, $p_2 \ll p_1$

1. Zu Beginn befindet sich der Kolben in der OT. Saugseitig liegt der Niederdruck p_1 an, während innerhalb des Arbeitsraumes der Hochdruck p_2 wirkt. Entsprechend ist die Lamelle der maximalen Druckdifferenz ausgesetzt. In der Folge wird sie gegen die Ventilsitzplatte und insbesondere in die Saugbohrung gedrückt. Ist die Geschwindigkeit der Lamelle bei diesem Vorgang zu groß, kann das Ventil bzw. dessen Sitz beschädigt werden ([55], [57], [58]). Dadurch steigt schlussendlich die Leckage des Steuerorgans.
2. Während sich der Kolben von der OT in die UT bewegt, egalisieren sich die angreifenden Kräfte zunehmend, wodurch die Lamellenspitze frei schwingen kann.
3. Mit sinkendem Arbeitsraumdruck erreicht die Sauglamelle ihren Hubfänger, über den eine erste Kraftableitung erfolgt. Hierbei ist die Aufprallgeschwindigkeit essentiell, da bei zu großen Beträgen, Beschädigungen auftreten können [56].
4. Während das Druckverhältnis zwischen Saugkammer und Arbeitsraum weiter sinkt, verschiebt sich die Position des Lagers am freien Ende sukzessive in Richtung der Einspannstelle, da die Lamelle über der Kante des Hubfängers abrollt. Dabei wird sie z. T. auch in den Arbeitsraum gebogen.

Anhand dieser Ausführungen wird deutlich, dass die Lamelle stets einer wechselnden Belastung aus Biegung und Aufprallen unterliegt. Damit diese Einflüsse zielgerichtet untersucht werden können, ist die Auswahl der zu analysierenden Lamelle entscheidend. Dies gilt besonders vor dem Hintergrund der großen Anzahl an marktseitig verfügbaren Optionen, die sich hinsichtlich der Gestaltung von Ventil und zugehörigem Sitz z. T. deutlich unterscheiden. Hierzu werden exemplarisch die folgenden beiden Darstellungen näher ausgeführt. In Abbildung 8 ist die Saugseite der Ventilsitzplatte eines Verdichters für den Normal- und Tieftkühlungsbe-
reich dargestellt, der durch den Hersteller u. a. für die Verwendung der Kältemittel R134a, R404A, R507 und R407C freigegeben ist. Zur besseren Sichtbarkeit der Bohrungs- bzw. Sitzgestaltung wurde die zweite Lamelle entfernt. Dadurch wird erkennbar, dass die Anströmung durch zwei Saugbohrungen erfolgt. Sind die thermodynamischen bzw. strömungsmechani-

schen Zustände an diesen nicht identisch, neigt die Lamelle dazu, um ihre eigene Symmetrieachse zu kippen. Eine solche Asymmetrie kann durch diverse Parameter bedingt werden. Exemplarisch hierfür sind ein, z. B. aufgrund von Fertigungstoleranzen, längerer Strömungspfad oder instationäre Öleinflüsse angeführt.



Abbildung 8: Ventil Sitzplatte eines Verdichters (HFKW/HFO) für die Normal- und Tiefkühlung [59]; Zur besseren Erkennbarkeit der Bohrungs- und Sitzgestaltung wurde die zweite Lamelle (rechte Hälfte)



Abbildung 9: Saugseitige Doppel-Lamelle eines CO₂-Verdichters für die Normalkühlung [60]

Ähnlich verhält es sich bei der in Abbildung 9 gezeigten Doppellamelle eines CO₂-Verdichters für den Normalkühlungsbereich. Auch in diesem Fall liegen zwei Saugbohrungen, mit je einer Lamelle, vor. Diese sind jedoch am Fuß miteinander verbunden, woraus folgt, dass sich die Auslenkungen gegenseitig beeinflussen. Um eine korrekte Trennung der Einflüsse und Ereignisse gewährleisten zu können, müsste jede der Lamellen mit einer identischen Messtechnik ausgestattet werden.

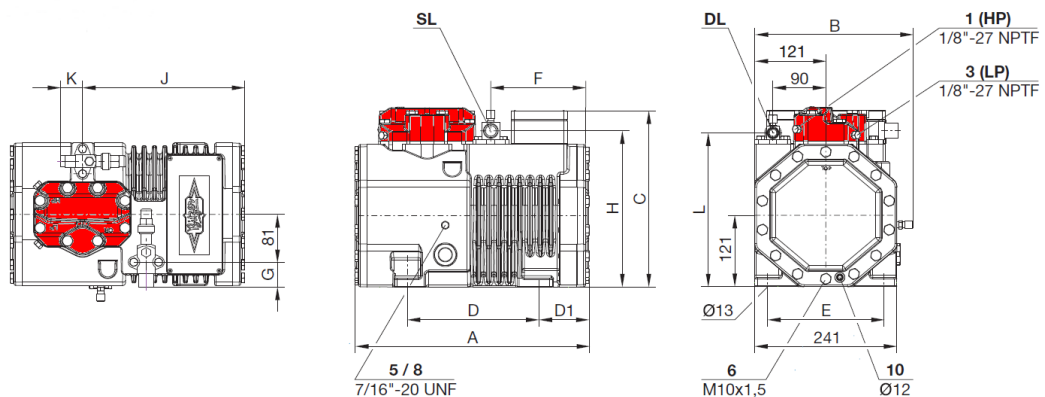


Abbildung 10: Dreiseitenansicht des verwendeten Verdichters; der Zylinderkopf ist rot hervorgehoben [60]

Schlussendlich entstammt die für die Untersuchungen gewählte Ventil Sitzplatte einem Verdichter der ECOLINE Serie für Standardkältemittel der Firma BITZER (Abbildung 10 bzw. [60]). Dieser ist durch zwei in Reihe stehender Kolben mit einem Durchmesser von je 46 mm gekennzeichnet. Dabei werden jeweils pro Bohrung eine einzelne Druck- und Sauglamelle verwendet (Abbildung 11). Dies ist, aufgrund des geringeren Freiheitsgrads, für den Erhalt konstanter,

statistisch sicherer und vergleichbarer Messergebnisse vorteilhaft. Die Ventilsitzplatte liegt weiterhin horizontal (unterhalb des in Abbildung 10 rot markierten Zylinderkopfes). Eine Neigung, wie sie beispielsweise bei vierzylindrigen Verdichtern üblich ist, würde wiederum eine andere Kraftverteilung bedingen und sollte zum Erhalt vergleichbarer Messergebnisse beibehalten werden.

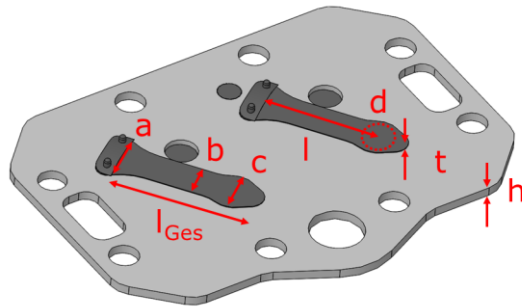


Abbildung 11: CAD-Darstellung der Saugseite der verwendeten Ventilsitzplatte

Tabelle 1: Maße der Ventilsitzplatte und der Sauglamelle

Bezeichner	Wert (mm)
a	20.50
b	13.00
c	17.00
d	14.00
l_{Ges}	53.00
l	41.50
t	0.35
h	4.00

Nach der Bestimmung des Verdichtermodells auf Basis der konstruktiven Details der Ventilordnung und der –geometrie, erfolgte die Auswahl eines Kältemittels. Die Kriterien hierfür waren:

- Der Bereich der Tiefkühlung ist zu bedienen. Als explizites Attribut wird ein Normsiedepunkt (NBP) bei 1 bar gewählt, der -35°C beträgt.
- Das gewählte Kältemittel soll einer Klassifizierung von „A1“ entsprechend der Norm ISO 817 [61] besitzen, um Experimente in den Einrichtungen der Technische Universität Dresden ohne zusätzliche Hardware zur Leckagedetektion zu ermöglichen.
- Gemäß der Bestimmungen des Art. 13 Abs. 3 der F-Gase-Verordnung [62], ist „die Verwendung von fluorierten Treibhausgasen mit einem Treibhauspotential (englisch: Global Warming Potential – GWP) von 2500 oder mehr“ [62] im Bereich stationärer Kälteanlagen ab 01.01.2020 nicht mehr erlaubt. Im Hinblick auf die Zukunftssicherheit wurde diese Beschränkung auch bei der Wahl des Kältemittels beachtet und entsprechende Gase ausgeschlossen.
- Analog werden sämtliche Arbeitsfluide, die ein Ozonabbaupotential (englisch: Ozone Depletion Potential – ODP) von ungleich null besitzen, ausgeschlossen.
- Der auf Basis der Ventilsitzplatte gewählte Verdichter der ECOLINE Serie muss seitens der Firma BITZER für den Betrieb mit dem Kältemitteln zugelassen sein [60].

Mithilfe dieser Kriterien ließ sich das verfügbare Portfolio an Kältemitteln einschränken. In Tabelle 2 sind die verbliebenen Optionen aufgelistet. Anhand dieser Aufstellung wird ersichtlich, dass in allen Fällen stets Gemische mit mindestens den Bestandteilen R32, R125 und R134a vorliegen.

Tabelle 2: Kältemittelauswahl auf Basis der genannten Kriterien ([60], [63], [64])

Bezeichner	GWP ₁₀₀	NBP [°C]	Zusammensetzung
R407A	2107	-38.86	R32 / R125 / R134a
R407F	1825	-39.93	R32 / R125 / R134a
R448A	1387	-40.55	R32 / R125 / R1234yf / R1234ze(E) / R134a
R449A	1397	-40.19	R32 / R125 / R1234yf / R134a

Eine Analyse der veröffentlichten Meinungsbekundungen verschiedener Fachleute aus dem kälte- und klimatechnischen Bereich¹ [65] sowie Supermarktketten [66] hinsichtlich eines Ersatzes für R404A ergab ein gespaltenes Bild aus R448A, R449A und R407F. Diese drei Optionen entsprechen den in der Tabelle 2 angeführten Kältemitteln mit dem niedrigsten GWP. Wird zudem die marktseitige Verfügbarkeit² mit einbezogen, reduziert sich die Auswahl auf R407F und R449A.

Als eine weitere Auswirkung der F-Gase-Verordnung achten Lieferanten zunehmend auf die Maßzahl des CO₂-Äquivalents ([67], [68]). Das wird auf Basis des GWP-Werts und der bestellten Menge des Kältemittels berechnet. Den Lieferanten werden seitens der EU Quoten zum Inverkehrbringen zugewiesen, weshalb die Verfügbarkeit, korrespondierend mit dem momentanen Stand der Quote des Lieferanten, starken Schwankungen unterliegt. Im Rahmen dieser Arbeit wird das verfügbare Kältemittel mit dem kleinsten GWP und der aktuell höchsten Zukunftssicherheit gewählt: R449A.

Die Auswahl vergleichbarer Zustandspunkte erfolgt anhand der Einsatzgrenzen des Verdichters mit R449A [60]. Diese sind grafisch im Diagramm 4 und in Listenform in Tabelle 3 dargestellt. Das Kondensationsniveau wird anhand der sich im Sommer im Versuchsfeld einstellenden, mittleren Raumtemperatur von 25°C festgelegt. Da seitens der Firma BITZER die Temperaturen der Einsatzgrenzendigramme auf die Taulinie bezogen werden und R449A einen Gleit von rund 5 K aufweist, folgen demnach für die Kondensationstemperatur 30°C [60]. Die Zustandspunkte sind entsprechend typischer Nennarbeitspunkte gewählt und repräsentieren einen graduellen Belastungsverlauf, dem die Sauglamelle im Betrieb ausgesetzt sein kann.

Tabelle 3: Gewählte Zustandspunkte für Untersuchungen

Zustandspunkt	t ₀ (°C)	t _c (°C)	p ₀ (bar)	p _c (bar) (Taulinie)	ΔT (K) Gleit	π (-)	Δp (bar)
1	10	30	7.11	12.74	5	1.79	5.64
2	-10	30	3.60	12.74	5	3.54	9.14
3	-20	30	2.45	12.74	5	5.20	10.29
4	-35	30	1.28	12.74	5	9.95	11.46

¹ Umfrage von „cci Branchenticker“ durchgeführt. Detaillierte Stellungnahmen u. a. von der Danfoss GmbH, Daikin Chemicals Europe und Chemours [65].

² Hierfür wurden die Lieferzeiten der Robert Schiessl GmbH [227] und der Christof Fischer GmbH [228] zum Zeitpunkt dieser Arbeit untersucht.

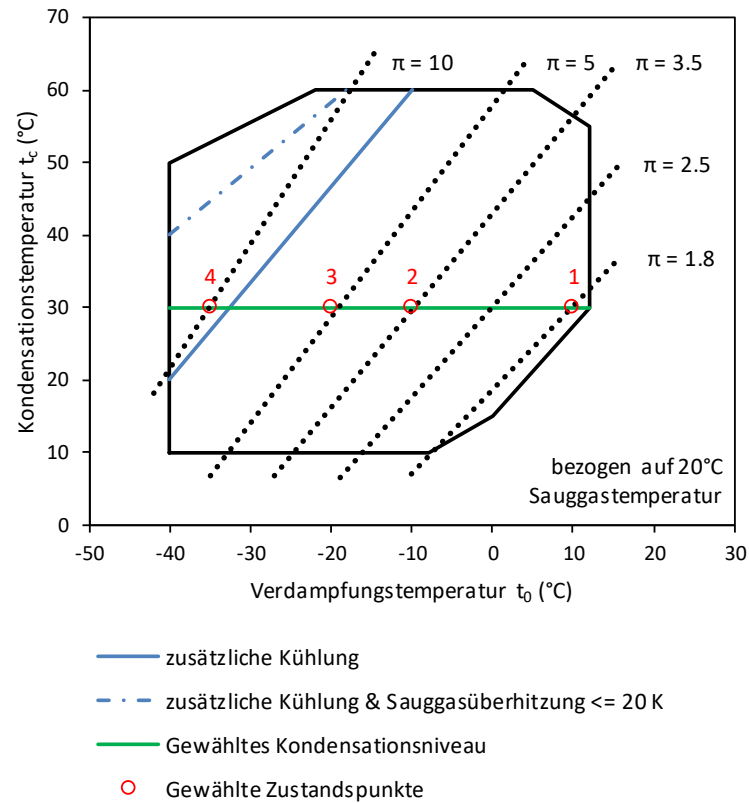


Diagramm 4: Einsatzgrenzendiaagramm des gewählten Verdichters mit R449A [60]; zusätzlich sind die Linien gleicher Druckverhältnisse π sowie die gewählten Zustandspunkte 1 – 4 eingetragen

Auf dieser Basis dieser Zustandspunkte wird eine simulative Abbildung erstellt und im Anschluss experimentell validiert.

4 Simulative Abbildung

4.1 Einführung in die Modellierung

Vor allem in Teildisziplinen, die aufgrund eines erhöhten messtechnischen Aufwandes, ein finanzielles oder gesundheitliches Risiko bergen, werden zunehmend Modelle eingesetzt, die das Verhalten des Ursprungssystems in einem im Voraus definierten Rahmen widergeben. Der im Abschnitt 2 dargelegte Stand der Technik zeigt hierzu verschiedene Beispiele, anhand derer einerseits die Komplexität der Messung ([7]–[9], [22], [31], [69]) und andererseits der Grad der Vereinfachung durch die numerische Abbildung ([7], [9], [22], [29], [35], [69], [70]) offensichtlich wird.

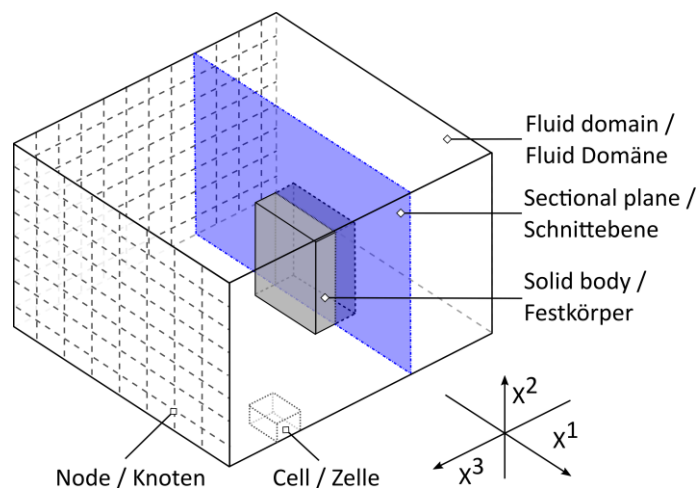


Abbildung 12: Schematische Darstellung eines diskretisierten Modells; grau dargestellt: Festkörper innerhalb der Fluid-Domäne; blau dargestellt: Schnittebene für eine zweidimensionale Repräsentation

Zur Erstellung eines solchen Modells müssen im Vorfeld Annahmen über Prozesse und Abläufe getroffen, Vereinfachungen angenommen und in eine mathematisch formulierbare Form gebracht werden. Diese „unterscheidet sich hinsichtlich der Eigenschaften nur innerhalb eines vom Untersuchungsziel abhängigen Toleranzrahmens vom Vorbild“ [71]. Zur Veranschaulichung der komplexen Natur dieser einfachen Aussage dient Abbildung 12. In dieser ist ein exemplarischer Festkörper dargestellt, der sich in einer Fluid Domäne befindet. Beide sind mit hexaedrischen Zellelementen diskretisiert. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind hierzu exemplarisch nur ein Element sowie das Oberflächennetz an zwei Außenflächen dargestellt. Zur weiteren Vereinfachung dieses Sachverhalts, erfolgt an dieser Stelle zunächst eine zweidimensionale Repräsentation. Hierfür wird die in Abbildung 12 eingezeichnete, blaue Schnittebene verwendet, um eine symmetrische Veranschaulichung des Festkörpers (Abbildung 13 - links) zu erhalten. Dieser erfährt einen Verformungsimpuls, der beispielsweise aus einer Wechselwirkung mit einer Strömung resultiert. In Folge dessen werden die einzelnen Zellen durch knotenweise Verschiebungen und Rotationen in sämtlichen, abgebildeten Koordinatenachsen

verzerrt. Ein Vergleich der Positionen der dargestellten Ursprünge von Fluid (X^1, X^2), Solid (Z^1, Z^2) und einem beliebigen Punkt P (Y^1, Y^2) sowie die Winkel zwischen den zugehörigen Achsen verdeutlicht den hohen Grad an Nichtlinearität. Weiterhin treten mit wachsendem X^1 vermehrt spitzwinklige Elemente auf. Deren Eigenschaften sind einerseits numerisch weniger stabil interpolierbar und andererseits kann jede sich anschließende Verformung zu abscherenden Elementen führen. Ist der Kontakt zwischen diesen verloren, bricht die Simulation ab. Zur Verdeutlichung des Sachverhalts dient der in Abbildung 13 grün hervorgehobene Bereich. Aus einer Projektion dieses Sachverhalts zurück in den dreidimensionalen Raum ergibt sich beispielsweise das in Abbildung 14 dargestellte Bild. Hierin ist ein mögliches Volumenelement, das die eben beschriebene Fläche beinhaltet, vor und nach der Deformation dargestellt. Der zusätzliche Freiheitsgrad von zwei in der Bewegung der einzelnen Knoten bedingt eine deutliche Deformation des Hexaeders. Für die sich anschließende Berechnung der zugehörigen Bilanzen von Strömungsmechanik und Thermodynamik bedeutet das nicht nur die zusätzliche Einbeziehung einer vorher vernachlässigten Raumkoordinate, sondern einen additiven Mehraufwand. Dieser macht sich in einer steigenden Iterationsanzahl und Berechnungsdauer bemerkbar. Dennoch können unterschiedliche Erkenntnisse aus den verschiedenen-dimensionalen Ergebnissen gewonnen und kombiniert werden. Ob die Eigenschaften mithilfe des jeweiligen Modells hinreichend genau abgebildet sind, ist für jeden Fall separat zu bewerten.

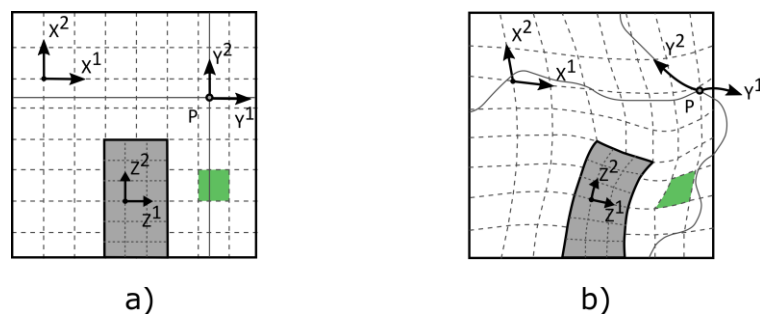


Abbildung 13: Zweidimensionale Repräsentation einer exemplarischen Verformung, a) vor; b) nach Verformung (grau: Festkörper; grün: beliebiges Fluidelement)

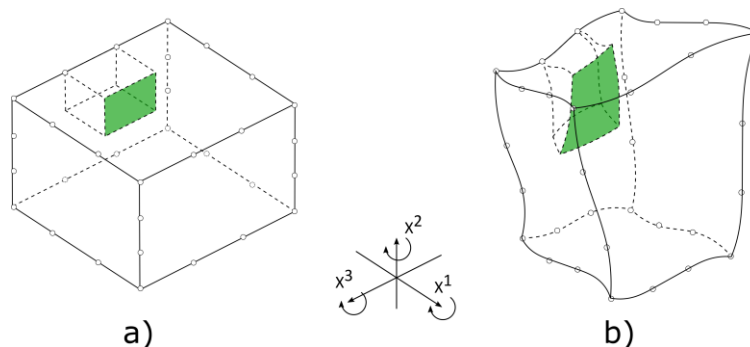


Abbildung 14: Dreidimensionale Repräsentation einer exemplarischen Verformung, a) vor; b) nach Verformung

Weiterhin ist anzumerken, dass die Positionierung des Schnitts signifikanten Einfluss auf die weitere Modellierung und Simulation haben kann. In dem in der Abbildung 13 dargestellten Fall hatte der Festkörper seinen Standpunkt durch die vereinfachte Repräsentation nicht

verändert. Aufgrund der Randbedingung des Festlagers des Objekts kann eine Verschiebung des Fußes ausgeschlossen werden. Das Verformungsbild in Abbildung 13 bildet diesen Sachverhalt ab. Wäre der Schnitt aber mit einer, zur Fundamentierung parallelen und zur blauen senkrecht positionierten X^1 - X^3 -Ebene durchgeführt worden, hätte sich ein deutlich anderes Verformungsbild ergeben. Aufgrund der nicht existierenden Randbedingung der Lagerung besitzt der Festkörper in diesem Fall keinen Fixpunkt. Je nach Modellierung würde er demnach sowohl translatorisch als auch rotatorisch innerhalb der Fluid Domäne von den angreifenden Kräften bewegt oder analog zu einem Luftballon in der Luft, beliebig verschoben und deformiert werden.

4.2 Auswahl des Programmpakets

Neben den Überlegungen zu möglichen Vereinfachungen in der Abbildung des zu simulierenden Sachverhalts, ist die Wahl des Programmpakets entscheidend. Mittlerweile steht eine Vielzahl an Programmpaketen zur Verfügung. Die folgende Aufzählung stellt eine kleine Auswahl der, für den Ingenieurbereich interessanten, kommerziellen CFD-Codes zusammen (Überblick z. B. bei [72], [73]). Zusätzlich werden Referenzen zum Einsatz im Feld der Ventildynamik (vgl. Abschnitt 2) hinzugefügt:

- STAR-CD und dessen Nachfolger STAR-CCM+ von CD-adapco ([32], [41])
- PHOENICS von CHAM [31]
- Fluent ([44], [50], [74]–[78]) bzw. CFX ([35], [46], [79]–[85]) von ANSYS Inc.
- ADINA von ADINA Research & Development, Inc. ([37], [86])
- Simerics-MP+ for PD von Simerics Inc. [87]

In diesem Zusammenhang sind weiterhin zunehmend Eigenentwicklungen verschiedener Universitäten ([88]–[90]) zu finden.

Von allen marktseitig verfügbaren CFD-Codes sind, mit optionaler Nutzung der Rechenkapazität des Hochleistungsrechenzentrums der Technischen Universität Dresden, nur die Produkte der ANSYS Inc. verfügbar [91]. Entsprechend ist die Auswahl auf diese beschränkt. Bezugnehmend auf die Auflistung des Einsatzes im Feld der Ventildynamik wird ersichtlich, dass hierin vornehmlich die ANSYS Programmpakete Fluent und CFX zu finden sind. In der Konsequenz ist davon auszugehen, dass damit eine simulative Abbildung durchführbar ist.

Das Mehrzweck-Simulationsprogramm CFX geht auf eine Entwicklung der britischen Atomenergiebehörde zurück. Nach diversen Fusionen und Codezusammenlegungen ist die CFD-Software seit 2003 Teil von ANSYS Inc. [92]. Der größte Unterschied, zum 2006 ebenfalls gekauften Fluent [72], besteht in der Kopplung der Feldeffekte ([72], [93], [94]).

Die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben in der numerischen Strömungsmechanik einen Satz, bestehend aus den Erhaltungsbilanzen für Energie, Masse und Impuls. Letztgenannte ist, im mathematischen Sinn, nur lose mit den anderen gekoppelt, weswegen spezielle, numerische Techniken für die gleichzeitige Lösung angewandt werden müssen. Hierfür existieren verschiedene Methoden, die als Druck-Geschwindigkeitskopplung (englisch: Pressure-Velocity)

bekannt sind. Viele CFD-Löser, u. a. auch der in Fluent implementierte, verwenden dabei standardmäßig den SIMPLE-Algorithmus¹ und sind damit schwach bzw. indirekt gekoppelt. Dabei besteht der Lösungsvorgang aus einer Näherung des Geschwindigkeitsfelds mithilfe der Impulsgleichung, gefolgt von drei Korrekturschritten für Druck, Geschwindigkeit und Massenstrom ([95], [96]). Dies wird bis zum Erreichen des Konvergenzkriteriums wiederholt. Die Berechnung der linearisierten Impulse erfolgt demnach sequentiell für jede Koordinate. Aufgrund dieses Vorgehens kann, bei nichtlinearen Effekten, eine große Anzahl an Iterationen für eine Lösung nötig sein. CFX hingegen verwendet einen stark bzw. direkt gekoppelten Löser, der die Impuls- und Druckgleichung als ein einziges System löst. Entsprechend folgt der gleichzeitige Erhalt der Lösung für den gesamten, linearisierten Gleichungssatz. Dies bedeutet, dass weniger Iterationen notwendig sind, um schwächere Kopplungseffekte auf alle Gleichungen zu übertragen. Im Gegenzug wird jedoch mehr Speicherkapazität während der Berechnung benötigt [96].

Bei Problemstellungen, in denen eine Konvergenz schwierig wird, kann die Verwendung direkt gekoppelter Löser vorteilhaft sein. Da dies im vorliegenden Fall, in dem die Strukturmechanik mit der Fluidodynamik verknüpft werden soll, zu erwarten ist, fiel die Wahl auf ANSYS CFX. Dieses liegt zum Zeitpunkt der Arbeit in der Version 18.2 vor.

4.3 Fluid-Struktur-Interaktion

Die Wechselwirkung zwischen einer flexiblen Festkörperstruktur und dem umgebenden Fluid führt zu einer Vielzahl von Phänomenen. Beispiele hierfür sind die Stabilitätsanalyse von Flugzeugflügeln ([97], [98]), das Design von Turbomaschinen ([99], [100]) und der Blutfluss durch Arterien ([27], [101]). Die Untersuchung dieser Phänomene erfordert sowohl die Modellierung der Fluid- als auch der Festkörperseite. Für die meisten FSI-Probleme sind analytische Lösungen für die Modellgleichungen unmöglich zu erhalten und zugehörige Laborexperimente begrenzt. Um die grundlegende Physik der komplexen Wechselwirkung zwischen Flüssigkeiten und Festkörpern zu untersuchen, müssen daher numerische Simulationen eingesetzt werden.

Bei der Berechnung einer FSI fungieren die Festkörperoberflächen als Grenzflächen zwischen den Domänen. Weiterhin stellen sie die Mittel zum Übertragen mechanischer oder thermischer Lasten bereit. Die CFD bietet Strömungsfeldlösungen für Druck- oder Wärmeströme auf festen Oberflächen und der Finite-Elemente-Analyse (FEA) Löser berechnet auf Basis der CFD-Ergebnisse Verformungen oder Temperaturen des Festkörpers. Im sich anschließenden Zeitschritt stellen die verformten, festen Oberflächen wiederum eine neue Grenze für die CFD-Berechnung dar, die zu einer veränderten Belastung führen kann. Ist die Rückwirkung der Strukturveränderung auf die Strömung derart gering, dass sie vernachlässigt werden kann, spricht man von einer einseitigen Kopplung. Hierbei werden die berechneten Ergebnisse von CFD- und FEA-Löser separat iteriert und einmalig innerhalb eines Zeitschritts ausgetauscht. Ist die Strömung jedoch durch die verformte Struktur spürbar beeinflusst, wird eine zweiseitige

¹ SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)

Kopplung benötigt. In der Folge werden die einzelnen Lösungen innerhalb eines Zeitschritts zwischen den Lösern ausgetauscht und gegebenenfalls neu iteriert, weshalb der numerische Rechenaufwand steigt ([102], [103]).

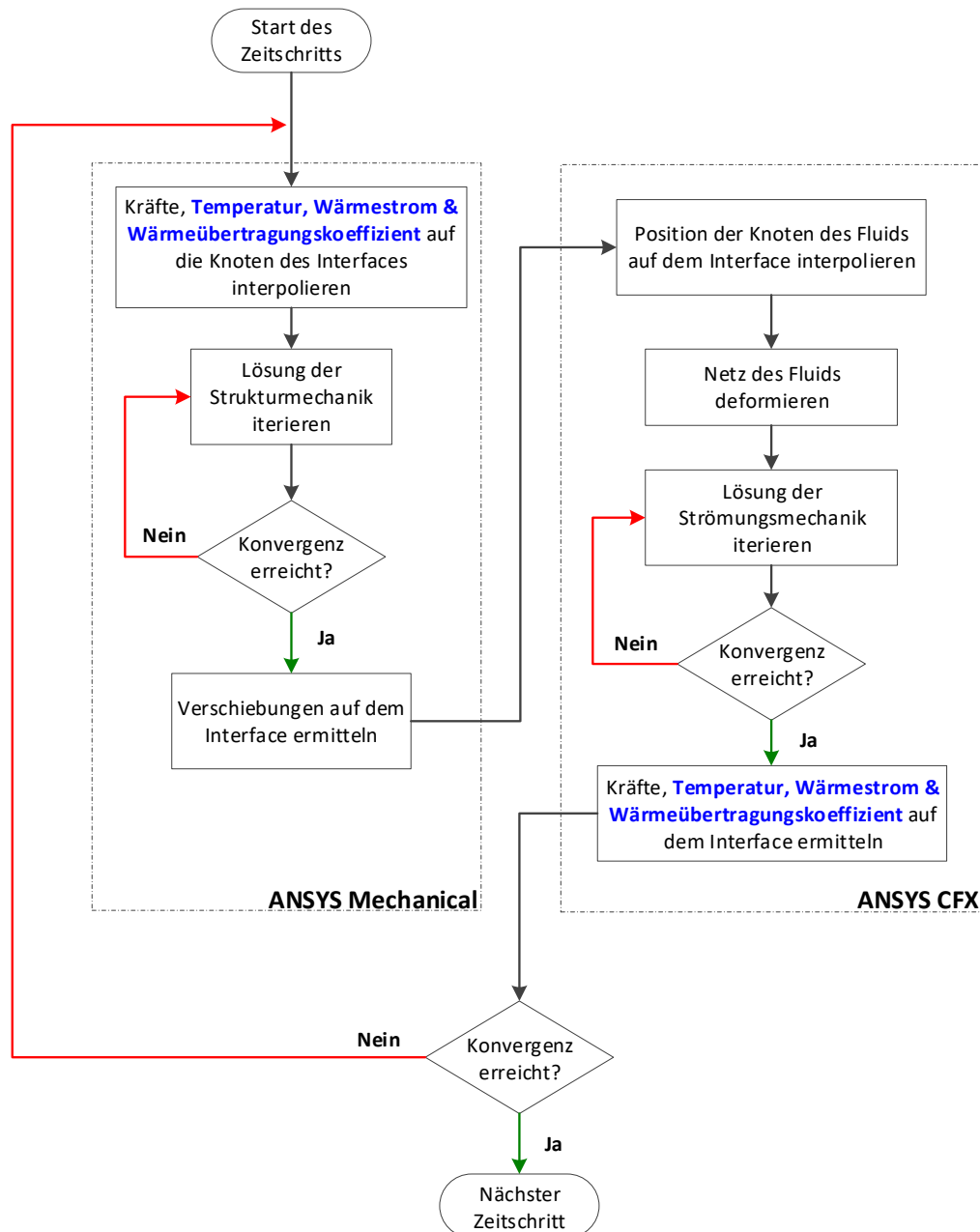


Diagramm 5: Programmablaufplan einer zweiseitigen FSI-Berechnung mit ANSYS; die blau hervorgehobenen Transfergrößen werden standardmäßig nicht übergeben

Eine schematische Darstellung des Programmablaufs einer solchen Berechnung zeigt das Diagramm 5. Hierzu ist anzumerken, dass die darin blau dargestellten Größen: Temperatur, Wärmestrom und Wärmeübertragungskoeffizient üblicherweise nicht übergeben werden (z. B. [38], [86], [97], [98], [102], [104]). Im Fall des ANSYS-Softwarepaketes ist der Hintergrund, dass das „System Coupling“ Modul für die Verbindung zweier ansonsten unabhängiger Analysen

geschaffen wurde [96]. Im vorliegenden Fall handelt es sich dabei um die Kopplung der zeitabhängigen Strukturmechanik mit der Fluidodynamik. Diese werden in den Modulen „Transient Structural“ respektive „CFX“ ermittelt. Für eine beispielhafte Einbeziehung einer Längendehnung aufgrund thermischer Einflüsse wird zusätzlich das Modul „Transient Thermal“ benötigt. Entsprechend entsteht eine „Thermal-Fluid-Strukturanalyse“. Die hierfür benötigten, sogenannten Experteneinstellungen umfassen eine Anpassung des Freiheitsgrads der gekoppelten Feldelemente mithilfe eines Texteditors. Somit wird u. a. aus dem dreidimensionalen Element mit 20 Knoten des Typs „SOLID186“ mit einem Freiheitsgrad von drei pro Knoten² ein Element des Typs „SOLID226“ mit einem Freiheitsgrad von bis zu fünf pro Knoten ([96], [105]). Allerdings ist bei der Randbedingung der Einspannstelle zu beachten, dass eine Modellierung mithilfe von „Fixed Support“ sämtliche Freiheitsgrade, demnach auch die Temperaturkopplung, identisch null setzt. Entsprechend ist an dieser Stelle die Verwendung der „(Remote) Displacement“ Randbedingung mit den Werten von null in sämtlichen Koordinatenachsen empfehlenswert, da diese lediglich die Bewegung unterbindet.

Im Fall des Lamellenventils ist weiterhin eine zweiseitige Kopplung erforderlich, da dieses den Strömungspfad zwischen Saugbohrung und Arbeitsraum durch seine Verformung definiert. Hierzu wird erneut auf die Abbildung 7 mit den verschiedenen Bewegungsmodi einer beispielhaften Sauglamelle verwiesen. Eine Anwendung der einseitigen Kopplung würde zu einer unterschiedlichen Verformung der Grenzflächen führen. In der Folge strömt das Fluid auch durch die Zellen, die eigentlich durch den Festkörper eingenommen wurden [106].

Die weiteren benötigten Einstellungen für eine zweiseitig gekoppelte, numerische Berechnung einer Fluid-Struktur-Interaktion entsprechen dem üblichen Standard (u. a. [35], [38], [41], [97], [106], [107]) und sind umfassend in der zugehörigen ANSYS Hilfe [96] dargelegt. Deshalb wird an dieser Stelle auf nähere Ausführungen verzichtet.

4.4 Die Netzverformung im zweidimensionalen Fall

Den Ausführungen zu dem historischen Literaturüberblick in Kapitel 2 ist zu entnehmen, dass bereits eine Vielzahl an Arbeiten zur Berechnung der Ventildynamik durchgeführt und publiziert wurde. Diese fokussieren sich zumeist auf die alleinige strömungstechnische (z. B. [28], [31], [46], [70], [74], [108]–[110]) oder strukturmechanische Reaktion (z. B. [49], [51], [111], [112]). Deren Interaktion wird dabei außer Acht gelassen. Diese Vereinfachung bedingt zwar kürzere Berechnungsdauern, lässt jedoch diverse Fragestellungen unbeantwortet. Insbesondere der zeitliche Verlauf der strukturellen Belastungen während eines Arbeitsspiels oder der Einfluss höherer Verdichtungsendtemperaturen durch neuartige Kältemittelgemische ist für die weitere Optimierung von Interesse. Doch die Hemmungen aufgrund der längeren Bearbeitungs- und Berechnungszeiten sind vorhanden. Als potentieller Mittelweg erscheint eine zweidimensionale Abbildung. Mithilfe einer parallelen Kopplung von Festkörper- und Fluid-

² Diese sind entsprechend die Translationen in den jeweiligen x-, y- und z-Richtungen des Knotens.

Löser wird gleichzeitig die Analyse der strömungstechnischen- und strukturellen Gegebenheiten ermöglicht.

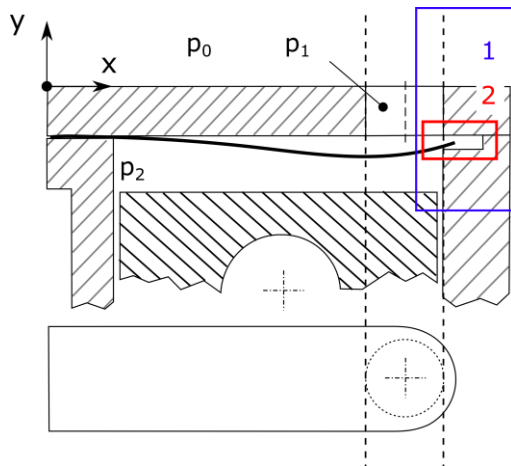


Abbildung 15: Schematische Schnittdarstellung eines Kolbenverdichters und einer Sauglamelle; Region 1 ist im Detail in Abbildung 16 und Region 2 in Abbildung 17 dargestellt

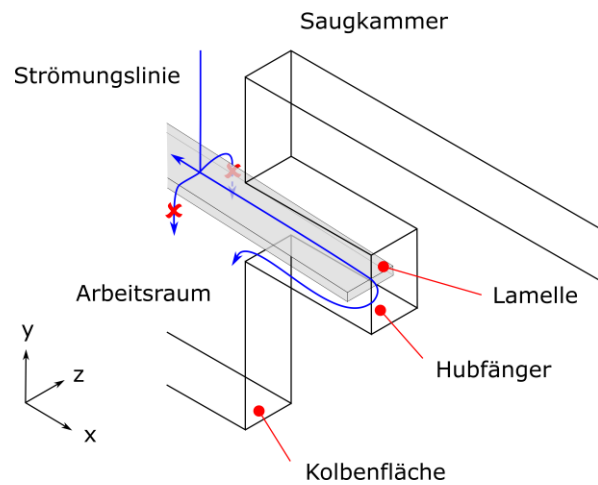


Abbildung 16: Zweidimensionale-Repräsentation der Fluid-Geometrie in ANSYS CFX und schematische Darstellung der modelltechnischen, physikalischen Problematik; die Tiefenkoordinate z ist nur zu Gunsten der Darstellung eingetragen

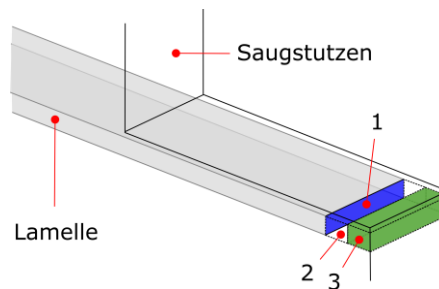


Abbildung 17: Detaildarstellung für die Steifigkeitsbeeinflussung; 1 – Stirnseite der Lamelle, 2 – Region mit erhöhter Steifigkeit, 3 – sich parallel zur Wand bewegende Region

Die Abbildung 15 stellt eine Schnittzeichnung eines Verdichters durch die Symmetrieachse eines Kolbens dar. Hierin sind weiterhin die, aufgrund der zwischen Saugkammer und Arbeitsraum anliegenden Druckdifferenz, deformierten Lamelle sowie der Hubfänger erkennbar, der die freie Bewegung limitiert. Durch die Biegung, die die Lamelle erfährt, ändert sich deren Spannungszustand. Entsprechend dieser Veranschaulichung wurde eine zweidimensionale Repräsentation in ANSYS CFX erstellt und vernetzt (vgl. Abbildung 16 und Abbildung 17).

Bei der zweidimensionalen Repräsentation gilt zu beachten, dass aufgrund der Symmetriebedingung ein seitliches Umströmen der Lamelle nicht möglich ist (Abbildung 16). Folglich wird der gesamte Massetransport über das freie Ende stattfinden. Dies kann jedoch nur solange erfolgen, bis die Lamelle den Kontakt mit dem Hubfänger herstellt. Ab diesem Punkt entspricht der Arbeitsraum – für die zweidimensionale Abbildung – einem abgeschlossenen Volumen, das expandiert wird. Weiterhin unterscheidet sich das Widerstandsmoment durch die andere

Lamellenkontur und folglich die berechnete Spannungsbelastung. Ähnlich verhält es sich mit den Eigenfrequenzen. Durch die Einheitsbreite im zweidimensionalen Fall sind die Federrate und Masse nicht vergleichbar. Demnach folgt eine andere Reaktion bei gleicher Druckdifferenz. Nichtsdestotrotz kann und soll diese Art der Simulation durch den geringeren numerischen Aufwand insbesondere für das Sammeln von Erfahrungen hinsichtlich der zu bewältigenden Netzverformung und des zugehörigen Handwerkszeugs verwendet werden.

Analog zu den Ausführungen des vorherigen Abschnitts 4.1 bedingt die nicht-lineare Verschiebung der Lamelle eine Verformung des umgebenden Netzes. Der Region um die Lamellenspitze wird dabei eine besondere Bedeutung zugemessen, da an dieser Stelle die Bewegung in negativer y-Richtung während des Öffnungsvorgangs am Stärksten ausgeprägt ist. Weiterhin erfolgt das erste Aufschlagen auf den Hubfänger und ein Aufwärtstrend wird initiiert. Diese Ereigniskette bedingt, dass die Netzelemente an der Lamellenspitze stets die Extrema der Bewegung aufnehmen, verarbeiten und weiterleiten müssen. Während die Festkörperbewegung durch die Kräftebilanz definiert ist, wird die Verschiebung sämtlicher, verbleibender Fluidknoten in ANSYS CFX durch ein Diffusionsmodell bestimmt (vgl. Kapitel „1.2.2.2.2. Mesh Stiffness“ in [96]):

$$\nabla \cdot (\Gamma_{disp} \cdot \nabla \delta) = 0 \quad (4.1)$$

Hierin entspricht Γ_{disp} der Netzsteifigkeit, welche einen Grad an Verformbarkeit beschreibt, und δ der Verschiebung in Relation zur vorherigen Position im Netz. In Koordinatenschreibweise folgt demnach:

$$\frac{\partial}{\partial x} \Gamma_{disp} \frac{\partial \delta}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \Gamma_{disp} \frac{\partial \delta}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \Gamma_{disp} \frac{\partial \delta}{\partial z} = 0 \quad (4.2)$$

Wird die Netzsteifigkeit als konstant angenommen, vereinfacht sich die Gleichung (4.2) zu:

$$\frac{\partial^2 \delta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \delta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \delta}{\partial z^2} = 0 \quad (4.3)$$

In diesem Fall wird die Netzverformung homogen im gesamten Netz verteilt. Soll die erstellte Knotenverteilung beispielsweise in Grenzschichten erhalten bleiben, ist die Verwendung einer variablen Steifigkeit empfehlenswert. Hintergrund hierfür ist, dass sich Knoten gleicher Steifigkeit geschlossen bewegen und in der Folge nur wenig Relativbewegung zwischen diesen auftritt. Aus diesem Grund bietet sich im vorliegenden Fall das Einführen zweier Subdomains an. Diese, an der Lamellenspitze befindlichen, in Abbildung 17 mit „2“ und „3“ markierten Regionen dienen dem Aus- und Angleichen der Netzdeformation. Während die Letztgenannte, die Auslenkung der Stirnfläche der Lamellenspitze „1“ aufgeprägt bekommt, wird die Steifigkeit der anderen derart angepasst, dass stets ein homogener Verlauf der Elemente nach der Verformung erhalten bleibt.

Hierzu erfolgt eine kurze Darlegung einiger gängiger Methoden zur Beeinflussung der Netzsteifigkeit sowie deren Bewertung. Als vergleichende Größe wird der Orthogonalitätswinkel φ verwendet. Dieser beschreibt die Lage zwischen dem Vektor \vec{s} , der zwei Knotenpunkte bzw.

Kontrollvolumen verbindet und dem Normalenvektor \vec{n} der zugehörigen Fläche (vgl. Abbildung 18, [113]–[116]). Der zugehörige Winkel wird dann entsprechend der Gleichung

$$\varphi = 90^\circ - \arccos(\vec{n} \cdot \vec{s}) \quad (4.4)$$

ermittelt ([96], [116]). Dabei ist 90° die wünschenswerte Zielgröße. Je kleiner dieser Wert wird, desto größer die Gefahr der abscherenden Elemente. ANSYS formuliert, in der zu CFX gehörigen Dokumentation unter „15.3.2.1. Mesh Orthogonality“, dass alle Werte oberhalb von 20° akzeptabel sind ([96], [116]). Hierzu sind in der Abbildung 18 drei exemplarische Fälle dargestellt, die die Problematik verdeutlichen. Die entstehenden, langgestreckten Parallelogramme erschweren zunehmend die Interpolation der Zellinformationen. Weiterhin neigen sie bei weiterer Verformung zum Abscheren bzw. Abreißen sowie zum Abbruch der Berechnung.

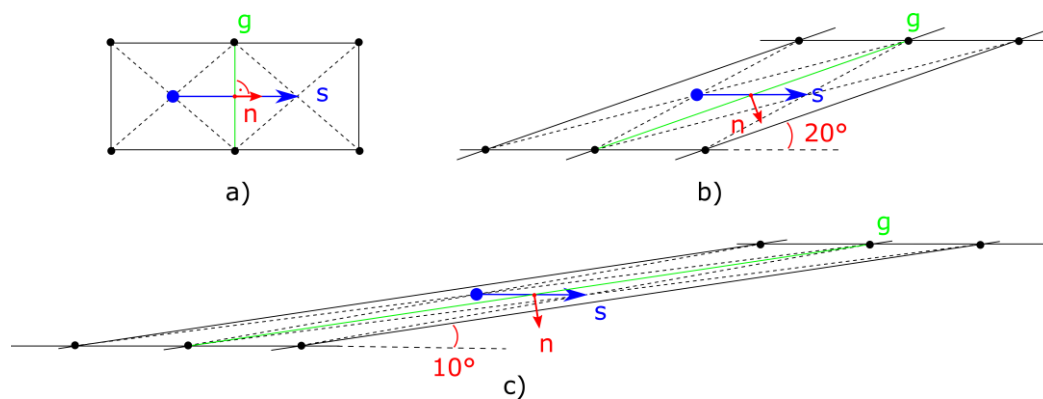
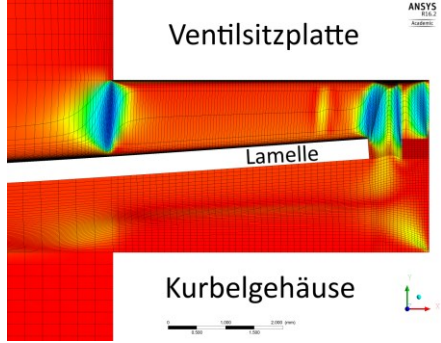
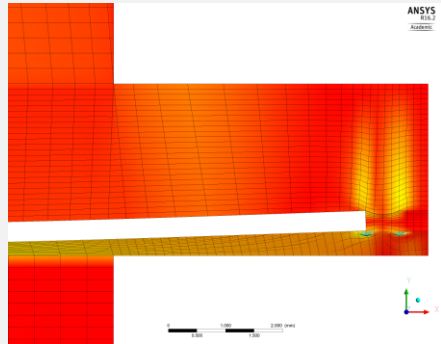


Abbildung 18: Schematische Darstellung verschiedener Orthogonalitätswinkel und deren Auswirkung auf die Netzelemente; g – Kante zwischen zwei Netzelementen (grün), n – Normalenvektor (rot), s – Vektor zwischen zwei Kontrollvolumina (blau)

Da der Bereich der Lamellenspitze die Region mit dem größten Bewegungsfreiheitsgrad ist, soll anhand dieser im Folgenden eine Analyse zweier exemplarischer Ansätze der Steifigkeitsbeeinflussung durchgeführt werden. Die in der Tabelle 4 angeführten Netzverformungsbilder fokussieren sich daher stets auf den Bereich der Lamelle zwischen den Anschlägen (vgl. Ausschnitt 2 der Abbildung 15).

Die erste Methode in CFX heißt „Increase near Boundaries“ [96]. In der Nähe bestimmter Begrenzungen, wie Wänden und Ein- oder Auslässen, wird die Netzsteifigkeit erhöht, um mehr Bewegung durch den weiter entfernten Kern des Netzes absorbieren zu lassen. Für den hier beschriebenen Fall ist diese Methode jedoch unbrauchbar. Anhand des oberen Bildes in der Tabelle 4 wird ersichtlich, dass vermehrt Knoten an die Wand der Ventilsitzplatte sowie die obere Seite der Lamelle verschoben werden. Entsprechend reduziert sich die Elementanzahl im dazwischenliegenden Bereich. Weiterhin wird hiermit eine Unstetigkeitsstelle an dem Saugstutzen erzeugt. Dieser entspricht in seinen Randbedingungen keinem Kriterium des Algorithmus, weswegen an dieser Stelle keine Versteifung stattfindet.

Tabelle 4: Beispiele zweier, exemplarischer Methoden zur Beeinflussung der Netzsteifigkeit (Orthogonalitätswinkel von 0° [blau] bis 90° [rot]); Ausschnitt 2 der Abbildung 15 in der x-y-Ebene

Methode	Anzahl Zeitschritte bis zum Abbruch	Netzverformungsbild
Increase near Boundaries	10	
CEL Code	30	

Zielführender erscheint die bereits eingangs genannte Option, einen Wert zu definieren und den vorliegenden, zeitlich veränderlichen Gegebenheiten anzupassen, wozu das folgende Code-Segment in der „CFX Expression Language“ (CEL) dient. Dieses wird über eine Variable ANSYS CFX zur Verfügung gestellt und während der Berechnung ausgewertet.

```
if (
    Initial y < -4 [mm] && Initial y > -4.5 [mm],
    1e8 [m^2/s],
    1 [m^2/s]
)
```

Hierbei wird geprüft, ob sich die Knoten der deformierten Region zu Beginn der Simulation zwischen -4.0 mm und -4.5 mm befanden. Damit erfolgt eine Einschränkung auf den Bereich um die Lamelle. Dabei entspricht $y = -4.0$ mm der Unterkante der Saugbohrung. Diese befindet sich 0.1 mm von der Oberseite der Lamelle entfernt. Zur Einbeziehung von einer Netzelementschicht unterhalb des Ventils erfolgt, unter Beachtung von dessen Dicke von 0.35 mm, an dieser Stelle ein Runden auf -4.5 mm. Befindet sich der zu berechnende Knoten innerhalb dieses Bereichs, wird die Steifigkeit auf einen sehr hohen Wert³ von 10^8 m²/s, in allen sonsti-

³ Die Extrema der Steifigkeitswerte betragen 10^{-15} respektive 10^{15} [96].

gen Situationen auf $1 \text{ m}^2/\text{s}$, gesetzt. Folglich sind die bisherigen Probleme des Wandbezugs und der Unstetigkeit in der Nähe des Stutzens nicht zu erwarten. Die Abfrage umfasst jedoch nicht nur die Region „2“ aus Abbildung 17, sondern ebenfalls den Bereich „3“. Aus diesem Grund ist eine weitere Einschränkung mithilfe einer Subdomain, die in dem nachfolgenden Code-Segment entsprechend der Abbildung 17 benannt wurde, zielführend.

```
if (
    inside()@Subdomain 2 == 1,
    Bedingung-y-Koordinate,
    1 [m^2/s]
)
```

Diese wird der bereits eingeführten Bedingung vorgeschaltet. Erfolgt zuerst die Abfrage nach der Subdomain und im Anschluss nach den y-Koordinaten, resultiert das in Abbildung 19 dargestellte Ergebnis. Mithilfe dieser Parameter wird eine Simulation bis über den Zeitpunkt des Anschlagens der Lamelle an den Hubfänger ermöglicht. Anmerkend sei erwähnt, dass ein großer Winkel, dargestellt in roter Färbung, vorteilhaft ist. Die beschriebene Netzsteifigkeit bzw. deren Beschränkung auf den Bereich vor der Lamellenspitzen kann Abbildung 19 respektive Abbildung 20 entnommen werden

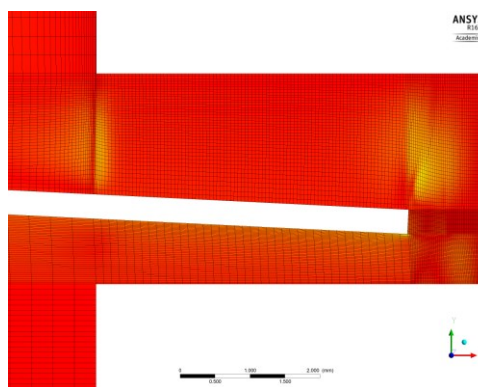


Abbildung 19: Orthogonalitätswinkel (0° [blau] bis 90° [rot])

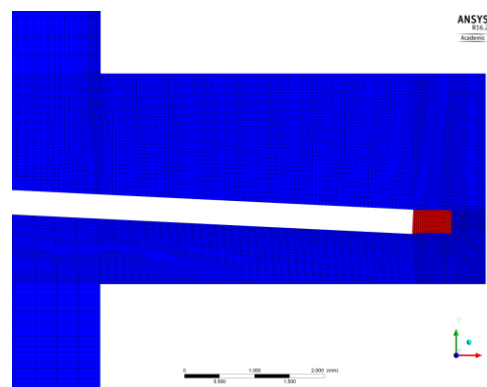


Abbildung 20: Darstellung der Netzsteifigkeit ($1 \text{ m}^2/\text{s}$ [blau] bis $1\text{e}8 \text{ m}^2/\text{s}$ [rot])

Zusätzlich zu den zwei Subdomains wird ein Spalt zwischen Ventilsitzplatte und Lamelle benötigt (vgl. Abbildung 17). Dieser muss bereits derart vernetzt sein, dass während der Verformung genügend Elemente vorgehalten sind, die die Gitterbewegung und eine Interpolation der Zustände erlauben. ANSYS CFX besitzt keine sogenannte „Zero Gap“ Technologie, bei der Spaltweite von null mithilfe von überlagerten Netzen („Overset Mesh“) ermöglicht wird. Diese Methode erlaubt die parallele Verwendung von mehreren Gitterstrukturen, die dann entsprechend der Randbedingungen lokal ineinander überführt werden. Eine erfolgreiche Applikation auf eine dreidimensionale Repräsentation eines Druckventils ist 2016 durch Lemke, König, Hennig und Kollegen [41] auf der Konferenz an der Purdue University in West Lafayette vorgestellt worden. Hierin sind zusätzlich zu den 3.5 Millionen Zellen der Grundgeometrie noch 1.9 Millionen Elemente nur für das „Overset Mesh“ vorgehalten worden und in die Berechnung eingeflossen. Die in diesem Abschnitt vorgestellte zweidimensionale Berechnung verwendet

insgesamt nur 51,224 Elemente, woraus ein signifikanter Vorteil in der Berechnungsgeschwindigkeit resultiert. Weiterhin schränkt die Einführung des Spalts oberhalb der Lamelle den Realitätsgrad der Simulation nicht ein. Als Initialzustand wird die OT des Kolbens gewählt. Das Ausschieben des Heißgases hat bereits stattgefunden. Das restliche, im Schadraum befindliche, drückt demnach die Lamelle in die Saugbohrung. Der, durch die anfängliche Parallelverschiebung der Lamelle, entstandene Spalt wird dadurch auf sein Minimum reduziert. Dieser Kleinstwert ist dennoch größer, als sein reales Pendant, das üblicherweise in der Größenordnung der Rauheit der Oberflächen liegt. Demnach bildet das modellierte Ventil den konservativen, durch eine höhere Leckagerate gekennzeichneten Fall, ab.

4.5 Die Netzverformung im dreidimensionalen Fall

Aufgrund der physikalischen Unzulänglichkeiten, die ein zweidimensionale Abbildung beinhaltet (vgl. Abbildung 16), können nur bedingt Optimierungspotentiale abgeleitet werden. Aufgrund der fehlenden seitlichen Umströmung der Lamelle sowie der daraus potentiell resultierenden Kippbewegung, die die Lamelle dabei vollzieht, muss der Freiheitsgrad vergrößert werden. Demnach soll, aufbauend auf den, bei den Versuchen mit der zweidimensionalen Betrachtung, gesammelten Erfahrungen hinsichtlich Netzdeformation, -steifigkeit und Rechtwinkligkeit, eine Übertragung auf den dreidimensionalen Raum erfolgen.

Zur Reduktion der Netzelementanzahl sind weder Saug- noch Druckkammer in der Geometrie enthalten. Dadurch wird der Einfluss möglicher Pulsationen ausgeblendet. Dieser, bereits in der Literatur beschriebene, Effekt ([24], [25], [117]) sollte aufgrund seiner Signifikanz im Rahmen einer sich anschließenden Arbeit eingebunden werden. An dieser Stelle wird, aufgrund der genannten Vereinfachung, eine axialsymmetrische Abbildung ermöglicht. Für die sich anschließende Validierung mit den gewählten messtechnischen Aufbauten werden zwei verschiedene Modelle aufgesetzt.

1. Für die Vergleichbarkeit mit den Messungen am Komponentenprüfstand (vgl. Kapitel 5.1 bzw. 6.2) erfolgt die Anströmung der Lamelle mit Druckluft durch die Saugbohrung. Der kolbenseitige Schad- und Arbeitsraum werden nicht mit einbezogen. Die Anzahl der Elemente für den Fluidraum beträgt dabei 410,150. Für die Festkörperberechnung werden 30,297 verwendet.
2. Der Abgleich mit den Messdaten des Verdichterleistungsprüfstands (vgl. Kapitel 5.3 bzw. 6.3), bei dem der gesamte kältetechnische Prozess mit R449A realisiert wird, erfordert die Kolbenbewegung als treibende Kraft für eine Volumen- bzw. Zustandsänderung. Entsprechend sind der kolbenseitige Schad- und der Arbeitsraum für die Simulation abzubilden. Verglichen mit dem Modell unter Punkt 1 steigt die Netzelementanzahl um 360,178 auf insgesamt 770,328. Der Festkörperanteil wird aus Gründen zur Netzanpassung auf 43,294 Elemente erhöht.

In Abbildung 21 sind die wichtigsten Randbedingungen benannt. Die Lamelle wird analog dem zweidimensionalen Fall als FSI-Interface mithilfe des „System Coupling“ Moduls der ANSYS Workbench mit dem Festkörper Löser gekoppelt. Für das Teilmodell 1 wird auf die Fläche

„Einlass“ eine linear ansteigende Druckfunktion aufgeprägt, welche die Lamelle in der Folge auslenkt. Dies ermöglicht schnellere Studien zum Verformungsverhalten, da der Aufbau der Druckdifferenz nicht durch eine Volumenänderung des Arbeitsraumes erfolgen muss. Weiterhin ist dies für die Konvergenz des Berechnungsvorgangs vorteilhaft. Große Drucksprünge, wie sie z. B. durch das initiale Aufprägen des maximalen Druckverhältnisses entstünden, bedingen die Bildung von starken Schwankungen innerhalb der Bilanzgleichungen. Diese resultieren wiederum in einer längeren Berechnungsdauer oder gar im Abbruch der Berechnung. Dies lässt sich mithilfe eines linearen Anstiegs von Nieder- auf Hochdruckniveau bei kleinen Zeitschrittweiten verhindern.

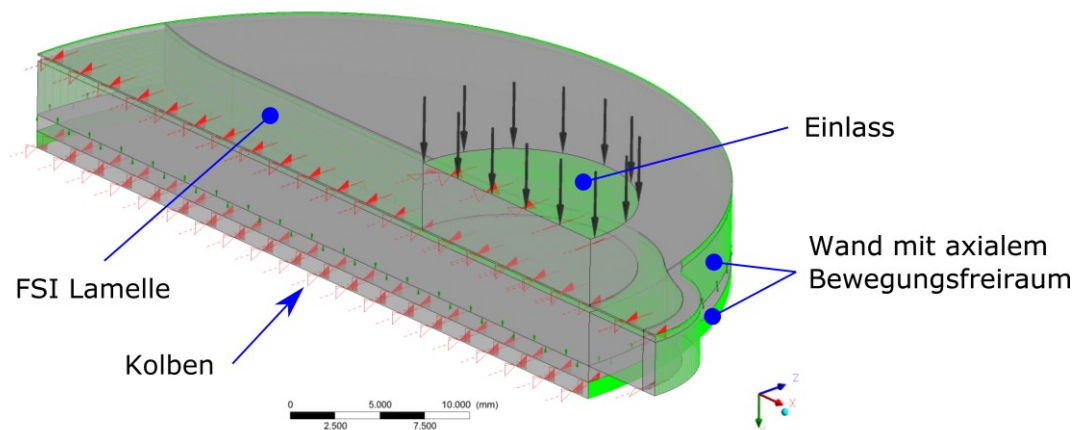


Abbildung 21: Benennung der wichtigsten Randbedingungen (Beschreibung folgt im Text)

Im Fall 2 liegt saugseitig ein stationärer Zustand vor. Die treibende Druckdifferenz entsteht durch die Volumenänderung im Arbeitsraum. Um weiterhin die Bewegung realisieren zu können, muss gewissen Teilen der einhüllenden Wand die axiale Bewegung erlaubt werden. Dies ist besonders gut anhand der sich aufziehenden Wand des Arbeitsraumes ersichtlich. Der Kolben beginnt, wie in Abbildung 21 dargestellt, in der OT. Im sich anschließenden, zeitlichen Verlauf bewegt sich dieser aus dem Arbeitsraum heraus in die UT. Unter Vernachlässigung der Exzentrizität, erfolgt dies rein axial. Die Netzelemente an der Wand der Ventilkammer erhalten ebenfalls die Einschränkung, sich nur in axialer Richtung bewegen zu dürfen. Die an die Lamelle angrenzenden Elemente werden in ihrem Freiheitsgrad erneut mithilfe der Netzsteifigkeit beschränkt.

Ein direkter Transfer des im zweidimensionalen Fall erarbeiteten Wissens bezüglich der Beeinflussung der Netzsteifigkeit mithilfe der Verschiebung der Seitenkanten der Lamelle (vgl. Abschnitt 4.4), scheitert in der dreidimensionalen Repräsentation. Dies ist durch die, in der Abbildung 22 abgebildete, Stufenbildung zu erkennen. Im dargestellten Fall sind fünf Segmente definiert worden, auf die die entsprechende, mittlere Verschiebung des angrenzenden Teils der Lamelle aufgeprägt werden. Insbesondere an deren freiem Ende entstehen große Anstiege in der Auslenkung, die über das aus dem zweidimensionalen Fall abgeleitete Verfahren nicht übergeben werden können. Folgen weiterhin schnelle Änderungen der Bewegungsrichtung der Lamelle, können diese an den Übergängen zwischen den Stufen nicht verarbeitet werden,

weswegen der Löser schlussendlich mit dem Fehler der entstandenen, negativen Volumina abbricht. Dies bedeutet, dass ein Element eine Verzerrung aufweist, die groß genug ist, dass mindestens eine Kante in eine gegenüberliegende Fläche eindringt. In der Folge ist eine Interpolation der Zellinformationen durch den Löser nicht mehr möglich.

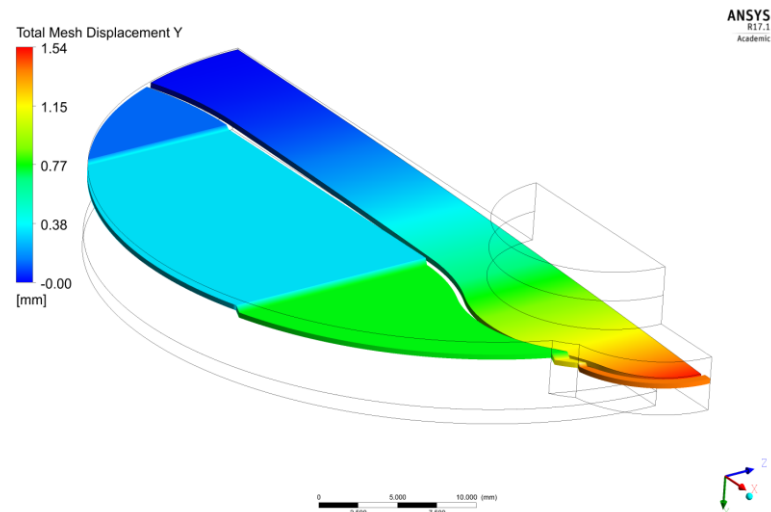


Abbildung 22: Stufenbildung bei der direkten Verwendung der Verschiebungsinformationen der Seitenflächen

Alternativ können die Verschiebungsinformationen an den Übergangsstellen zur Bildung einer Ausgleichsgeraden genutzt werden. Diese wird während der Berechnung eines jeden Zeitschritts neu ermittelt und als Funktion der Koordinate x auf die jeweiligen Segmente aufgebracht. Daraus folgt ein Verlauf analog Abbildung 23.

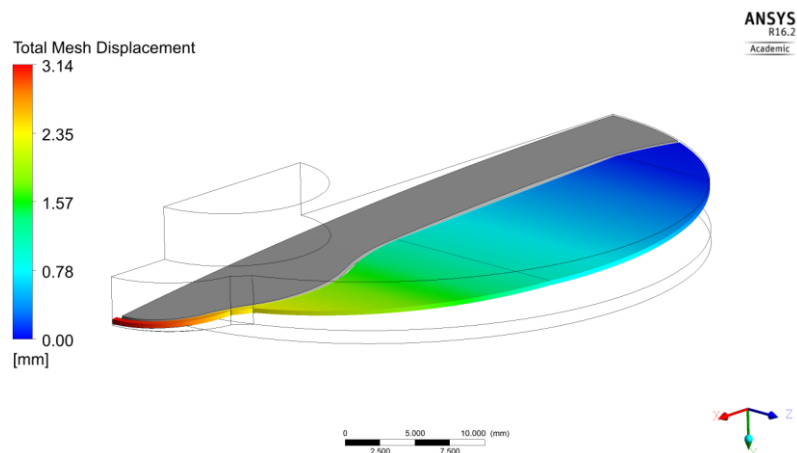


Abbildung 23: Gradueller Verlauf der Verschiebung

Auch wenn die Darstellung vielversprechend erscheint, besteht bei dieser Modellierung das Problem an der Lamellenspitze. Die Ausgleichsgerade bedingt, dass stets ein Offset zwischen Festkörper und verschobenem Fluidnetz besteht (siehe Abbildung 24). Aus diesem folgt wiederum, dass erneut ein lokaler Anstieg entsteht, der bei schnelleren Bewegungen zu einem Abriss führt.

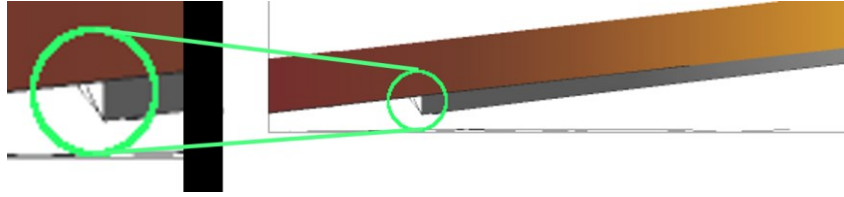


Abbildung 24: Detailansicht der Lamellenspitze von Abbildung 23; Blick senkrecht auf die x-y-Ebene; grau: Lamelle, grün umrandet: Region, die den Abriss bedingt

Anhand dieser Ausführungen wird ersichtlich, dass der Ansatz der zweidimensionalen Abbildung bei einem dreidimensionalen Modell nicht anwendbar ist. Entsprechend ist ein anderer Ansatz zu wählen. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Netzsteifigkeit mithilfe einer Poisson-Gleichung [118] ermittelt. Vorteilhafterweise ist diese partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung häufig Teil von Randwertaufgaben physikalischer Problemstellungen. Entsprechend sind etablierte und numerisch stabile Lösungsmechanismen verfügbar bzw. in einer Vielzahl von Programmen bereits implementiert. Für eine Umsetzung bezüglich der Gittersteifigkeit erhält der Fluidraum eine zusätzliche, skalare Feldvariable φ , die durch eine Poisson-Gleichung ermittelt wird. In der ANSYS CFX Normalform dargestellt, lautet diese:

$$0 = \nabla(\varrho D_{\Phi} \nabla \varphi) + S_{\varphi} = \text{div}(\varrho D_{\Phi} \text{grad}(\varphi)) + S_{\varphi} \text{ mit } \varphi = \Phi / \varrho \quad (4.5)$$

Nach der zugehörigen Dokumentation von ANSYS CFX [96] entsprechen hierin:

- ϱ der Dichte des Gemischs,
- Φ der volumenbezogenen Menge (Konzentration) der Feldvariable,
- φ der massenbezogenen Menge der Feldvariable,
- S_{φ} einem volumetrischen Quellterm und
- D_{Φ} der kinematischen Diffusivität des Skalars.

Zur Vereinfachung werden die beiden letztgenannten Variablen für das gesamte Strömungsgebiet in der folgenden Form als konstant definiert:

$$S_{\varphi} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \text{ und } D_{\Phi} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} / \varrho \quad (4.6)$$

Weiterhin werden sämtliche Wände mit der Neumann-Randbedingung „Zero Flux“ eingestellt. Die Lamelle selbst erhält die Dirichlet-Randbedingung $\varphi = 0$ ([38], [96], [118]). Als Folge dieser Einstellungen erhält man eine, sich wellenförmig ausbreitende, vom Abstand zur Lamelle abhängige Variable, die in jedem Zeitschritt eine Aktualisierung erfährt. Das zugehörige Feld folgt dann aus [96]

$$a = -|\text{grad}(\varphi)| + \sqrt{|\text{grad}(\varphi)|^2 + 2\varphi} \quad (4.7)$$

In der Abbildung 25 ist der Verlauf der Größe anhand von drei exemplarischen Schnittebenen dargestellt.

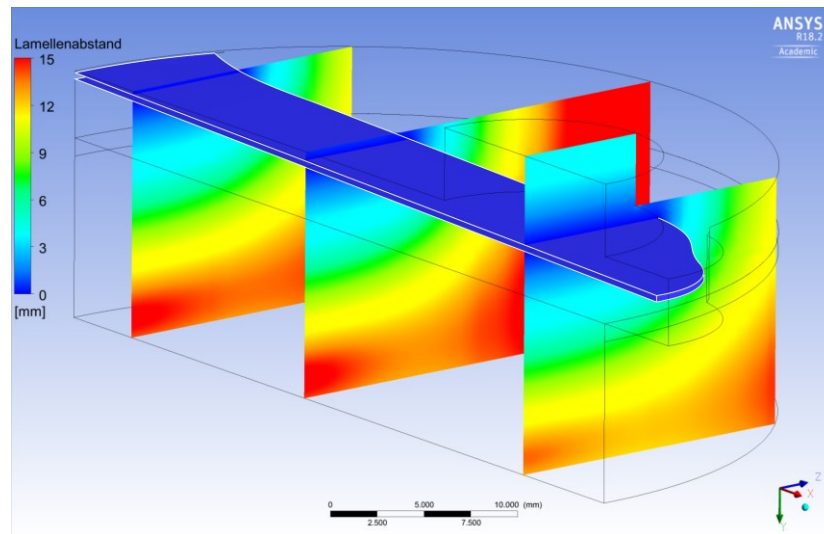


Abbildung 25: Darstellung des Abstandsfelds a zur Lamelle an drei beispielhaften Schnittebenen (v.l.n.r.: $x = \{5; 20; 39 \text{ mm}\}$)

Auf Basis dieses Abstands kann die Netzsteifigkeit mit dem bereits beschriebenen Handwerkszeug beeinflusst werden (vgl. Ausführungen im Kapitel 4.4). Das Vorgehen hierzu entspricht prinzipiell dem des zweidimensionalen Falles: mithilfe des Kehrwertes des Abstands zur Lamelle wird die Steifigkeit der Elemente derart bestimmt, dass die nahen so wenig wie möglich verformt werden. Im Gegenzug sollen die weiter entfernten Elemente die Bewegung aufnehmen. Somit kann auch eine eingeführte Grenzschichtauflösung bei deformiertem Netz erhalten werden. Dieser Sachverhalt lässt sich allgemein wie folgt formulieren [96]:

$$\Gamma_{disp} = \left(\frac{C}{a}\right)^n \quad (4.8)$$

In dieser Gleichung entsprechen C und n Konstanten, die anwendungsspezifisch empirisch ermittelt werden. Erstgenannte bildet dabei eine für das Modell repräsentative Referenzlänge ab, während der einheitenlose Exponent den Anstieg der Steifigkeitsänderung bestimmt. Im vorliegenden Fall hat die Verwendung der Werte von 10 mm respektive 4 das beste Deformationsbild ergeben.

Anhand der Gleichung (4.8) wird weiterhin ersichtlich, dass die Netzsteifigkeit an den äußeren Rändern am geringsten ist und entsprechend des Exponenten n – im vorliegenden Fall hyperbolisch – in Richtung der Lamelle ansteigt. Einzig der Sonderfall des Abstands von 0 mm muss gesondert bewertet werden. Die dabei entstehende Division durch null kann der Löser nicht verarbeiten und die Berechnung bricht ab.

Die am Ende entstehende Deformation der Netzelemente bei verschiedenen Auslenkungen der Lamelle ist in der Abbildung 26 dargestellt. Anhand der Färbung lässt sich der, vom Abstand abhängige, Abbau der Netzverformung sowie der stetige Verlauf der Verformung erkennen. Weiterhin zeigen insbesondere die beiden unteren Darstellungen, wie die wellenförmige Ausbreitung die Abbildung des Abrollvorgangs auf dem Hubfänger ermöglicht.

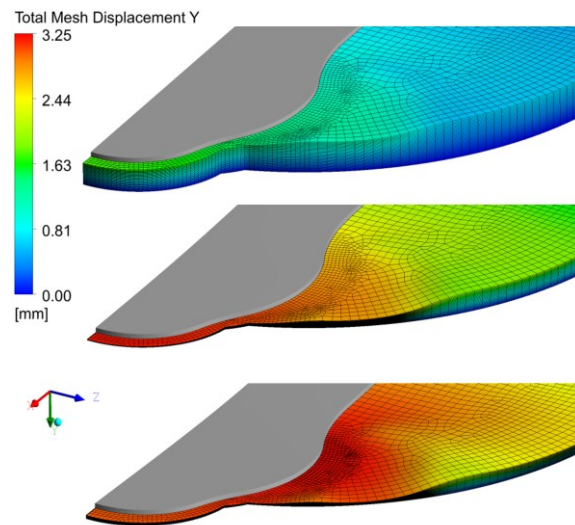


Abbildung 26: Netzverformung in y-Richtung bei verschiedenen Auslenkungen der Lamelle (grau)

Verglichen mit den Darstellungen im zweidimensionalen Raum (Abbildung 19), ergibt sich ein Verformungsbild der Elemente, das einerseits einen stetigen Verlauf und andererseits die geringsten lokalen Anstiege in der Rechtwinkligkeit (Abbildung 27) aufweist.

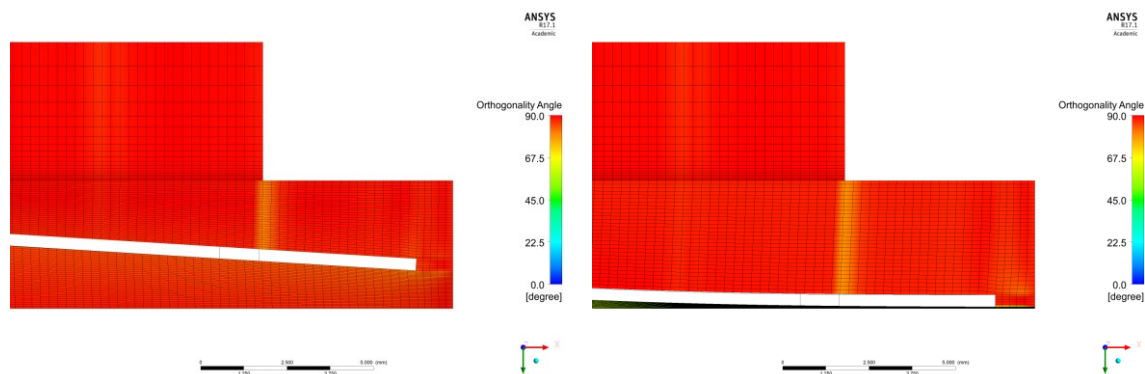


Abbildung 27: Orthogonalitätswinkel bei zwei verschiedenen Auslenkungen der dreidimensionalen Repräsentation (0° [blau] bis 90° [rot]); Ausschnitt 2 der Abbildung 15 in der x-y-Ebene (Modell ohne Arbeits- und Schadraum)

4.6 Bestimmung der Parameter von R449A für die Verwendung in ANSYS CFX

Zur Abbildung eines Realgasverhaltens in ANSYS CFX besteht die Möglichkeit, tabellierte Stoffdaten zu verwenden, mit denen der Löser die nötigen Interpolationen für den aktuellen Zeitschritt durchführt. Die hierfür benötigten Tabellen können jedoch nur für einige, wenige Reinstoffe erstellt werden ([119], [120]). Ein, innerhalb von ANSYS CFX erzeugtes, aus diesen bestehendes Gemisch wird seitens des Löser als ideal behandelt. Im Rahmen dieser Arbeit soll vielmehr das Realgasverhalten abgebildet werden. Entsprechend werden Wertetabellen der realen Stoffdaten für das Gemisch benötigt. Die aktuell verfügbare Datenbasis für deren Erstel-

lung ist jedoch qualitativ mangelhaft. Die Gründe hierfür werden bei der Beschreibung der alternativen Modellierung mithilfe der pseudokritischen Methode über die Zustandsgleichungen von Peng-Robinson [121] offensichtlich. Die Wahl fiel auf diese Modellierung, da sie, wie aus der Literatur bekannt ([121]–[124]), eine gute Balance zwischen Einfachheit und Genauigkeit aufweist. Weiterhin eröffnet diese Modellierung zukünftige Erweiterungsmöglichkeiten, da hiermit eine Berechnung sowohl von Gas- als auch Flüssigphase mit demselben Parametersatz ermöglicht wird [121]. Zusätzlich kann mit Hilfe des Maxwell-Kriteriums das Zweiphasengebiet sowie die Dampfdruckkurve ermittelt werden [123]. Insgesamt bietet die Modellierung mithilfe der Zustandsgleichungen von Peng-Robinson eine Gültigkeit über den gesamten, für die Kältetechnik wichtigen, Bereich hinweg [121].

Das nachfolgend verwendete Formelwerk ist dem Kapitel „7.16.3.5. Calculations for Mixtures“ der ANSYS Hilfe [96], der Veröffentlichung von Peng und Robinson [121] sowie der VDI Richtlinie 4670 [125] entnommen und wird hier nur in Auszügen beschrieben.

Mit dem Wissen um die Lage des kritischen Punkts, sowie des azentrischen Faktors ω , lassen sich die weiteren, fehlenden Stoffdaten interpolieren. Mithilfe dieser zusätzlichen, dimensionslosen Stoffgröße werden die Einflüsse nicht-kugelförmiger, intermolekularer Potentialfelder auf die Stoffeigenschaften berücksichtigt [126].

$$p = \frac{RT}{V_{mol} - b(T)} - \frac{a(T_C) \cdot \alpha}{V_{mol}^2 + 2bV_{mol} - b(T)^2} \quad (4.9)$$

$$a(T_C) = 0.45724 \cdot \frac{R^2 T_C^2}{p_C} \quad b(T) = b(T_C) = 0.07780 \cdot \frac{RT_C}{p_C} \quad (4.10)$$

$$\alpha = \left(1 + \kappa \cdot \left(1 - \left(\frac{T}{T_C} \right)^{0.5} \right) \right)^2 \quad \kappa = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (4.11)$$

Der CFD Löser erzeugt dann bei der Interpolation tabellierte Werte für Enthalpie und Entropie. Hierfür wird die spezifische Wärmekapazität bei geringem Druck, welche auch unter der Bezeichnung „Idealgas-Wärmekapazität“ zu finden ist, dargestellt in quartischer, temperaturabhängiger Funktion, verwendet:

$$\frac{c_p^0}{R} = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 \quad (4.12)$$

Dieser Modellierung liegt der Ansatz zugrunde, dass sich sowohl die thermodynamischen Eigenschaften als auch das Verhalten des realen Gasgemisches einem Reinstoff, mit entsprechenden kritischen Konstanten, entspricht. Diese kritischen Konstanten des Gemisches sind über einen funktionellen Zusammenhang mit der Zusammensetzung und den kritischen Zustandswerten der Bestandteile verknüpft. Da die Werte erwartungsgemäß von denen der messtechnisch untersuchten, realen Mischung abweichen, werden diese als pseudokritische

Konstanten bezeichnet. Deren einfachste Art der Bestimmung besteht in der Wichtung in Form der idealen Mischung mithilfe der Stoffmengenanteile x_i :

$$K_M = \sum_i x_i K_i \quad (4.13)$$

Hierin steht K_i für eine beliebige Stoffwertkonstante der Komponente i . Im Speziellen wird dieser Ansatz, entsprechend der VDI-Richtlinie [125], für die Bestimmung der molaren Masse, der Temperatur des NBP, des azentrischen Faktors sowie der Superposition der Koeffizienten der spezifischen Wärmekapazitäten verwendet. Die benötigten Daten der Teilkomponenten werden im Rahmen dieser Arbeit aus REFPROP 9.1 [127] ausgelesen und im Anschluss gewichtet. Dabei kann der azentrische Faktor nicht über die eingebetteten Funktionen von REFPROP ausgelesen werden. Stattdessen ist dieser den Fluid-Dateien direkt zu entnehmen bzw. zu berechnen. Die Kennzahlen des kritischen Punktes folgen aus ([96], [121], [128]):

$$T_{CM} = \frac{\left[\sum_i x_i \frac{T_{Ci}}{\sqrt{p_{Ci}}} \right]^2}{\sum_i x_i \frac{T_{Ci}}{p_{Ci}}} \quad p_{CM} = \frac{T_{CM}}{\sum_i x_i \frac{T_{Ci}}{p_{Ci}}} \quad v_{CM} = \sum_i \frac{x_i \cdot p_{Ci} \cdot v_{Ci}}{T_{Ci}} \cdot \frac{T_{CM}}{p_{CM}} \quad (4.14)$$

Auch an dieser Stelle wird erkennbar, dass die Parameter über eine gewichtete Mittelung der einzelnen Komponenten bestimmt werden. Am Beispiel des hier verwendeten R449A folgen die in der Tabelle 5 gelisteten Werte.

Tabelle 5: Gemittelte Daten des kritischen Punktes, des Normalsiedepunkts und der molaren Masse von R449A

	Gew.-%	Mol.-%	Mol. Masse (g/mol)	krit. Druck (bar)	krit. Temp. (K)	krit. spez. Vol. (dm ³ /mol)	NBP bei 1 bar (K)	azentrischer Faktor (-)
R32	0.243	0.407	52.02	57.82	351.26	0.1227	221.24	0.2769
R134a	0.257	0.220	102.03	40.59	374.21	0.1993	246.79	0.3268
R125	0.247	0.179	120.02	36.18	339.17	0.2092	224.79	0.3052
R1234yf	0.253	0.193	114.04	33.82	367.85	0.2398	243.37	0.2760
R449A gemittelt	-	-	87.21	42.59	352.91	0.1761	231.77	0.2928

Ein Vergleich dieser Werte mit denen des Datenblatts [129] und denen aus REFPROP führt zu Tabelle 6. Hierbei ist anzumerken, dass die in Excel hinterlegte REFPROP Funktion⁴ einen anderen Punkt beschreibt, als in der Gemisch-Datei hinterlegt ist. Ursächlich hierfür ist die zugrundeliegende Approximation, auf die im Anhang C eingegangen wird.

⁴ Hierfür wird „crit“ als Parameter „InpCode“ bei dem Funktionsaufruf der Druck- bzw. Temperaturbestimmung verwendet.

Tabelle 6: Vergleich der Lagen der kritischen Punkte und der jeweiligen Abweichungen zum Datenblatt

	R449A				Abweichungen zum Datenblatt		
	Datenblatt	gemittelt	REFPROP (Funktion)	REFPROP (Datei)	Mittelung	REFPROP (Funktion)	REFPROP (Datei)
krit. Druck (bar)	44.47	42.59	46.67	45.00	4.23%	-4.95%	-1.19%
krit. Temp. (K)	354.65	352.91	357.02	355.23	0.49%	-0.67%	-0.16%
krit. spez. Vol. (dm ³ /mol)	0.1831	0.1761	0.1815	0.1819	3.84%	0.87%	0.66%

Eine Visualisierung der Siede- und Taulinien der Reinstoffe parallel zum Gemisch führt zu Diagramm 6. In diesem sind weiterhin die Lagen der jeweiligen kritischen Punkte eingetragen. Insbesondere der über die REFPROP Funktion bestimmbare Punkt besitzt einen deutlichen Abstand zu den Isohygren der Sättigungszustände. Weiterhin fällt der diskontinuierliche Verlauf der Kurven gleichen Dampfgehalts auf. Deren Spitzen sind zunehmend in der Nähe der verschiedenen kritischen Punkte zu finden und erschweren die Bestimmung korrekter Zustandsgrößen. Ursächlich hierfür sind u. a. die unzureichende Bereitstellung von Messergebnissen zum Fluid durch den Hersteller und die Berechnung des Verlaufs der Isothermen außerhalb des Zweiphasengebiets. Eine Beschreibung des hierbei zugrunde liegenden Verfahrens kann dem Anhang C entnommen werden.

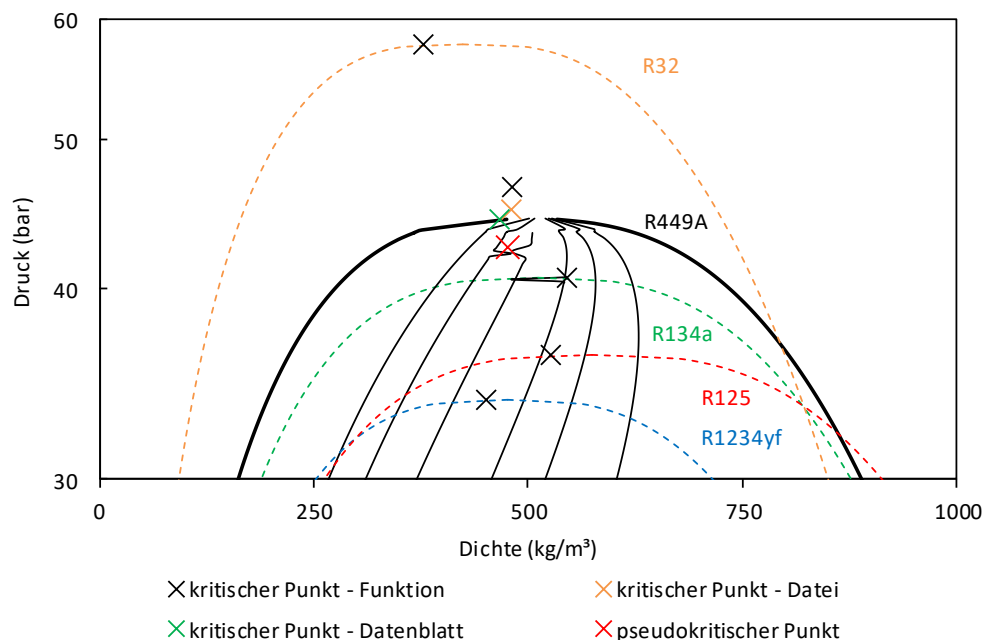


Diagramm 6: Siede- und Taulinien, sowie kritische Punkte der Reinstoffe und des in REFPROP hinterlegten Gemischs; weiterhin sind dessen Isohygren (v.l.n.r. $x=\{0.5, 0.4, 0.3, 0.2, 0.15, 0.1\}$) dargestellt

Aufgrund der schlechten Konsistenz der aktuell verfügbaren Daten des Kältemittelgemisches R449A, erweist sich eine Verwendung von REFPROP-basierten Wertetabellen, innerhalb der Simulation, als unbrauchbar. Aus dem Stand der Technik ist bekannt, dass insbesondere Umkehrfunktionen für die numerische Stabilität des Löser von entscheidender Bedeutung für die Konvergenz und Genauigkeit der Simulation sind. Diese hat daher, gegenüber geringen Abweichungen im Druck, Vorrang. Mithilfe einer Modellierung durch die Zustandsgleichungen von Peng-Robinson kann diese Problematik umgangen werden. Hierfür wird in ANSYS CFX, auf Basis der vorhandenen Stoffdaten der Reinstoffe, ein Gemisch mit den bereits aufgeführten Gleichungen (4.12) bis (4.14) erstellt. Der, ebenfalls im Diagramm 6 eingetragene, pseudokritische Punkt weist erwartungsgemäß eine Abweichung zum Datenblatt auf. Die im Gegenzug erhaltene Konsistenz ermöglicht jedoch eine numerisch stabile, simulative Abbildung.

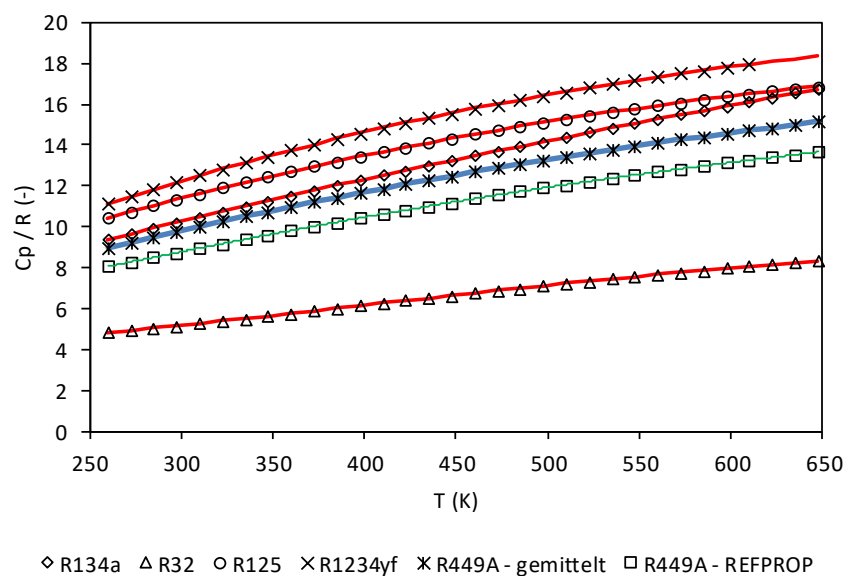


Diagramm 7: Verläufe der auf die Gaskonstante normierten Wärmekapazitäten der vier Komponenten und des ermittelten Gemisches bei 0.01 bar; die farbigen, durchgezogenen Linien repräsentieren die zugehörigen Trendlinien

Die weiterhin benötigte, bereits angeführte Wärmekapazität kann anhand des Diagramm 7 bewertet werden. Dieses stellt die Verläufe der, auf die Gaskonstante normierten, spezifischen Wärmekapazitäten dar. Aus Gründen der Lesbarkeit ist die Anzahl der Datenpunkte um den Faktor von vier reduziert. Die zugehörigen Parameter, die die quartischen Funktionen beschreiben, sind in der Tabelle 7 zu finden. Zusätzlich ist die Abweichung zu den in REFPROP hinterlegten Werten dargestellt.

Insgesamt ist der Unterschied zwischen dem pseudokritischen und dem in dem Stoffdatenprogramm hinterlegten Verlauf deutlich. Der Einfluss des Anteils von R32 an der spezifischen Wärmekapazität im Gemisch muss über die Gewichtung mithilfe der Stoffmengenanteile unterrepräsentiert werden, weswegen die normierte Wärmekapazität über den reinen REFPROP Daten liegt. Entsprechend ist die ermittelte, absolute innere Energie des Arbeitsmediums größer. Dies wirkt sich auf die Temperatur im Arbeitsraum aus, die in der Folge steigt. Dies

sollte, bei einem sich anschließenden Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen, beachtet werden. Eine Beeinflussung der Ventildynamik ist an dieser Stelle jedoch ausgeschlossen, da sich die Festigkeitsparameter innerhalb der genannten Abweichung nur geringfügig ändern.

Tabelle 7: Koeffizienten für die Ermittlung der normierten, spezifischen Wärmekapazität

Koeffizient	R134a	R32	R125	R1234yf	R449A gemittelt	R449A REFPROP	Abweichung in %
A (-)	2.039E+00	5.537E+00	3.617E+00	1.271E+00	3.085E+00	3.522E+00	-12.43%
B (K ⁻¹)	3.523E-02	-2.029E-02	2.539E-02	4.645E-02	2.215E-02	1.373E-02	61.26%
C (K ⁻²)	-3.419E-05	9.851E-05	1.727E-05	-3.150E-05	1.145E-05	2.716E-05	-57.86%
D (K ⁻³)	3.128E-08	-1.356E-07	-6.244E-08	-8.646E-09	-4.252E-08	-5.755E-08	-26.13%
E (K ⁻⁴)	-1.289E-11	6.516E-11	3.714E-11	1.463E-11	2.540E-11	3.119E-11	-18.58%

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das Gemisch R449A, trotz der schlechten Datenbasis in der Simulation, verwendet werden kann. Unter Verwendung der Zustandsgleichungen nach Peng-Robinson wird der Löser die benötigten Stoffdaten intern berechnen, wodurch die angesprochenen Interpolationsprobleme nicht zu erwarten sind. Hierfür werden die Parameter des kritischen sowie des Normalsiedepunktes, die molare Masse, der azentrische Faktor und die Koeffizienten des spezifischen Wärmekapazitätspolynoms benötigt. Diese Daten können, da die einzelnen Bestandteile Reinstoffe sind, fehlerfrei mithilfe von REFPROP ermittelt werden. Die anschließende Wichtung entsprechend des oben angeführten Gleichungswerks erfolgt durch CEL Variablen innerhalb von ANSYS CFX.

5 Experimentelle Untersuchungen

5.1 Komponentenprüfstand

Aus dem im Kapitel 2 dargelegten Stand der Technik wird die lange Historie der experimentellen Untersuchung der Ventildynamik offensichtlich. Dabei hatten die bisher durchgeführten Versuche fast ausschließlich punktuellen Charakter (u. a. [7]–[9], [45], [52], [130], [131]). Publizierte Messergebnisse auf deren Basis eine Validierung berechneter Biegelinien möglich wäre, existieren nicht. Einzig die zeitdiskrete Aufnahme mehrerer aufeinanderfolgender Punkte erlaubt diese qualitativen Aussagen über die verschiedenen Modi der Lamellenbewegung. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit ein neues Messverfahren zur Analyse eingesetzt, in welchem die Lasertriangulation nicht nur punktuell, sondern entlang einer Geraden durchgeführt wird. Bevor eine Integration in eine bestehende Kälteanlage erfolgen kann, soll eine Qualifikation des Verfahrens in einem Komponentenprüfstand durchgeführt werden. Hierzu ist der in Abbildung 28 schematisch dargestellte Versuchsaufbau konstruiert (Abbildung 29) worden, der im Folgenden beschrieben wird.

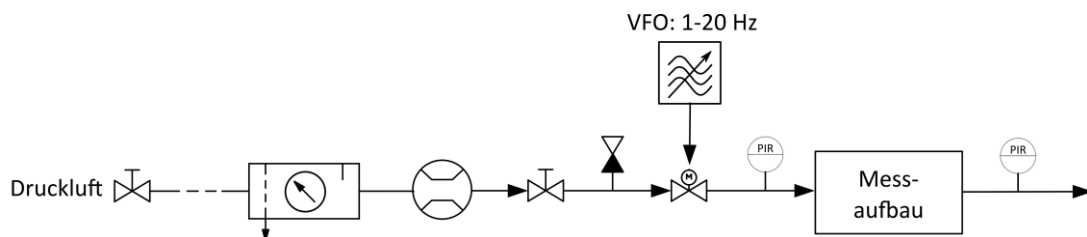


Abbildung 28: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild des Komponentenprüfstands

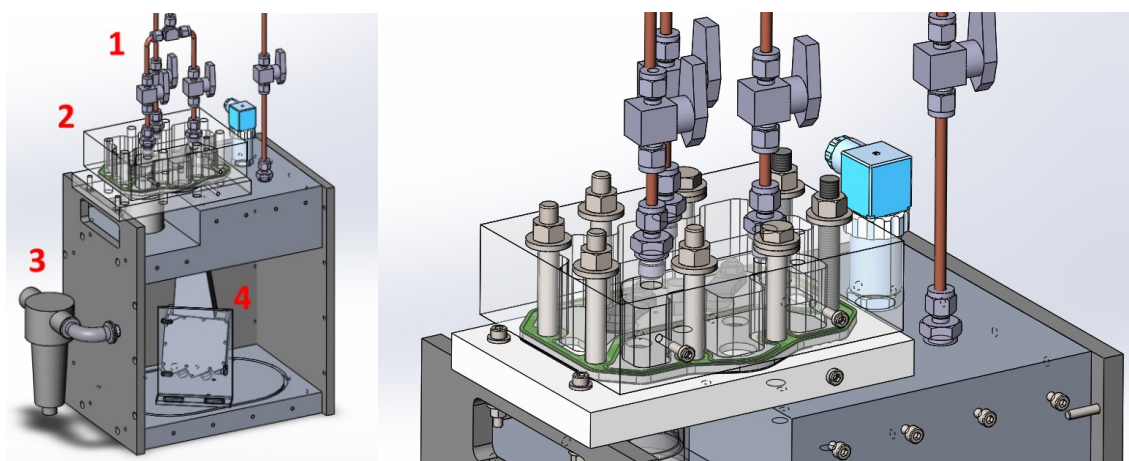


Abbildung 29: Messaufbau der Abbildung 28 (links) und Ausschnitt des Zylinderkopfs (rechts); 1 – Zuleitung Druckluftnetz, 2 – Acrylglas-Zylinderkopf, 3 – Ölnebelfilter, 4 – Laser-Profil-Scanner

Zur visuellen Analyse wurden der Zylinderkopf und die zugehörige Gehäuseplatte aus Acrylglas gefertigt. Die Kammervolumina entsprechen dabei denen des zugrundeliegenden Verdichters.

Einzig die gemeinsame Saugkammer wurde halbiert, sodass jeder Kolben separat mit Druck beaufschlagt werden kann. Als Arbeitsmedium dient Luft. Dies erfordert einerseits keinerlei zusätzliche Sensorik zum Detektieren von Leckage und andererseits ist der Saugdruck eines Verdichters für Hydrofluorolefin (HFO) Kältemittel mithilfe der im Versuchsfeld anliegenden Druckluft in guter Näherung abbildbar. Die vorhandene Ringleitung ermöglicht eine Entnahme bis ca. 7.5 bar, worin der für die stationäre Kältetechnik relevante Bereich enthalten ist. Ein Vergleich der Dichten bei den entsprechenden Druck- und Temperaturwerten von R449A [129] mit denen der Druckluft ergibt einen Faktor von rund 3.70 bis 3.77. Hingegen ist der Isentrophenexponent von Luft größer. Im betrachteten Verdampfungstemperaturintervall lässt sich ein Faktor von rund 0.86 bis 0.93 ermitteln. Dennoch ist der resultierende Massenstrom durch das Ventil geringer. Zur Quantifizierung kann an dieser Stelle die isentrope Ausflussformel ([132], [133]) herangezogen werden. Für eine exemplarische Verdampfungstemperatur von 0°C und einen Bohrungsquerschnitt von 14 mm resultiert, bei der Verwendung von Luft, ein Massenstrom, der im Vergleich zu R449A um 40.74 % kleiner ist.

Zur weiteren Bewertung des Ersatzfluids bietet sich ein Vergleich mit der EVT an. Kim und Groll publizierten 2007 einen Parameter, den sie „transitional valve lift“ nannten [134]:

$$x_{tr} = \frac{1}{4} \frac{D_{port}^2}{D_{valve}} \quad (5.1)$$

Dieser beschreibt den Ventilhub x_{tr} einer Ventilplatte mit einem Durchmesser von D_{valve} , bei dem sich das treibende Regime ändert. Ist der Wert der Auslenkung kleiner, dominiert die Druckkraft den Durchfluss durch die Ventilbohrung D_{port} . Nach der Überschreitung des „transitional valve lift“ wird der Massenstrom die bestimmende Größe. Den Autoren zufolge, heben sich die, auf die Ventilplatte wirkenden Druckkräfte aufgrund des Abstands zur Bohrung, gegenseitig auf. Folglich dominiert der Massenstrom die Bewegung. Im Gegenzug ist dieser im anderen Fall von geringerer Bedeutung. Hier ist die differentielle Druckkraft, die auf das Ventil wirkt, die dominierende Größe.

Da dieser, vergleichsweise neue, Parameter im Verlauf der Arbeit weiterverwendet wird, soll an dieser Stelle eine Einordnung in den Stand der Technik erfolgen. Beginnend kann hierfür die wirksame Kraftangriffsfläche A_F („effective force area“) herangezogen werden. Dabei beschreibt diese den Anteil der Druckdifferenz beim Öffnen bzw. Offenhalten des Ventils.

$$A_F = \frac{F_{valve}}{\Delta p_{valve}} \quad (5.2)$$

Anhand der Verläufe der bereits veröffentlichten berechneten ([81], [88], [135]) und gemessenen ([136]; Auszug in Diagramm 8 unten) Werte für die wirksame Kraftangriffsfläche wird ersichtlich, dass der Kennwert zunächst mit steigendem Ventilhub parabolisch abnimmt. Ursächlich hierfür sind die Strömungsablösung an der Sitzkante und das Wiederanlegen an die Ventilsitzplatte. Dabei entsteht eine Ablöseblase zwischen Ventil und Sitz (grau in Abbildung 30 links bzw. [18], [69], [88], [130], [136]). Diese erzeugt einen Unterdruck, der dem Überdruck an der Bohrung entgegenwirkt und somit die Kraft verringert. Bei einem spezifischen Verhältnis von Hub zu Bohrungsdurchmesser ist dann ein Minimum zu finden, von dem aus die wirksame Kraftangriffsfläche einem Grenzwert asymptotisch entgegenstrebt. Dies kann auf die Bildung

eines, unter dem zunehmenden Winkel α abgehenden, Strahls auf der Ventilplatte zurückgeführt werden (Abbildung 30 rechts). Dieser weist, gemäß dem Impulssatz [137], einen Kraftanteil in y-Richtung auf. Damit wirkt er der Ventilplattenkraft entgegen und reduziert diese. Anhand von Diagramm 8 wird weiterhin deutlich, dass mit steigendem Verhältnis von Ventil- zu Bohrungsdurchmesser die Ausprägung des Minimums sowie des Vorzeichenwechsels zunimmt. Im Gegenzug wird der asymptotische Grenzwert durch dieses Verhältnis vergleichsweise wenig beeinflusst.

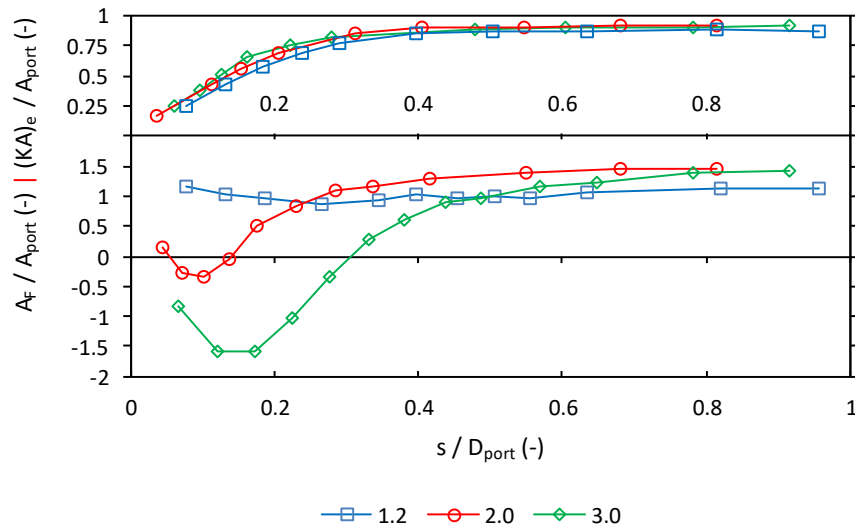


Diagramm 8: Messwerte für den wirksamen Durchströmungsquerschnitt (oben) und die Kraftangriffsfläche (unten) für drei spezifische Ventil- zu Bohrungsdurchmesser-Verhältnisse; Daten aus [136]

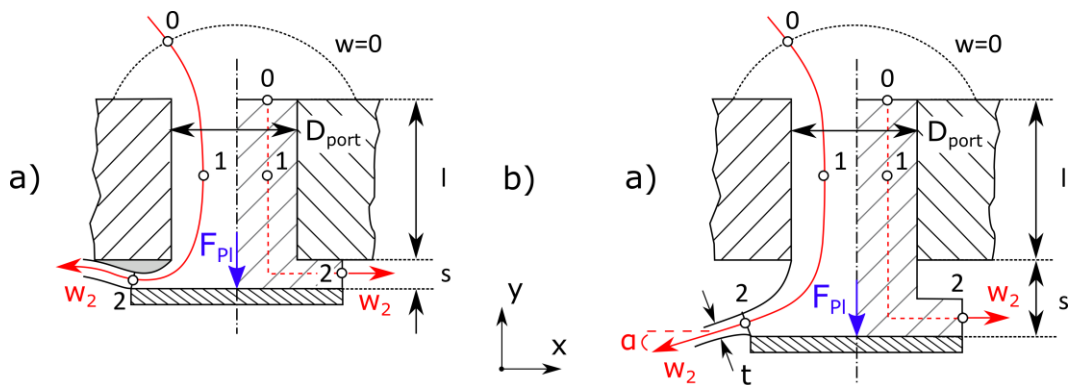


Abbildung 30: links: Entstehung der Ablöseblase (grau); rechts: Entstehung des Freistrahls; (a) Strömung am Ventilkanal; (b) Übliche Vereinfachung für die Berechnung (nach [69])

Ferner steigt der wirksame Durchströmungsquerschnitt $(KA)_e$ („effective flow area“) ([88], [135], [136]) bis zu einem Hub zu Ventilbohrungsverhältnis von 0.2 linear und nähert sich im Anschluss asymptotisch dem Grenzwert des Bohrungsquerschnitts an (vgl. Diagramm 8 oben). Dabei beschreibt dieser Kennwert den kombinierten, wirksamen Durchflussquerschnitt von Bohrung und Ventil. Die Berechnung erfolgt nach [88] mithilfe der Gleichung:

$$(KA)_e = \frac{\dot{m}_{valve}}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{valve}}} \quad (5.3)$$

Hierin gilt zu beachten, dass der geometrische Anteil der Bohrung konstant und der Strömungsbereich des Ventils eine Funktion des Ventilhubs ist. Bezugnehmend auf die publizierten Ergebnisse ([88], [135], [136]) zeigen die Proportionalitätsverhältnisse der Gleichung (5.3), dass mit steigendem Hub mehr Masse strömen bzw. die Druckdifferenz kleiner werden muss. Demnach bestätigt sich die Annahme, die dem „transitional valve lift“ zugrunde liegt. Allgemein lässt sich anhand von Diagramm 8 weiter folgern, dass der wirksame Durchströmungsquerschnitt nur wenig vom Verhältnis von Ventil- zu Bohrungsdurchmesser abhängig ist.

Bezugnehmend auf den Fall der hier betrachteten Sauglamelle wurden für die Berechnung des „transitional valve lift“ die Parameter d mit 14 mm für die Ventilbohrung sowie c mit 17 mm für den Ventilplattendurchmesser entsprechend der Tabelle 1 verwendet. Daraus folgt ein Wert von rund 2.9 mm. Demnach tritt der Übergang in die durch den Massenstrom dominierte Zone erst wenige zehntel Millimeter vor dem Kontakt mit dem Hubfänger auf. Entsprechend gering ist der zu erwartende Einfluss auf das Öffnungsverhalten. In Hinblick auf die maximale Durchbiegung nach dem Anschlagen an den Hubfänger, welche in Extremfällen bis in den Arbeitsraum hineinreichen kann, sollte dieser Aspekt beachtet werden, da dies tendenziell an dem Komponentenprüfstand nicht in einem korrekten Ausmaß abgebildet wird.

Die zur Auslenkung verwendete Druckluft wird dem lokalen Netz des Versuchsfelds der Technischen Universität Dresden (Mollier-Bau) mit bis zu 7.5 bar entnommen und über eine sogenannte Wartungseinheit grob hinsichtlich mitströmender Partikel gefiltert. Weiterhin erfolgt eine Abscheidung des transportierten Öls. Dieser Schritt ist notwendig, um der Problematik der Nicht-Mischbarkeit verschiedener Schmiermittel entgegen zu wirken. Die Druckluft, welche durch einen ölgeschmierten Schraubenverdichter bereitgestellt wird, enthält noch Anteile des Öls der Viskositätsklasse 68 [138]. Für die Versuche wird im Gegenzug ein, mit R449A mischbares, Produkt der Klasse 32 [139] verwendet. Entsprechend unterscheiden sich die Dichten der beiden Öle deutlich. Anhand der, für den Normzustand bei 15°C, angegebenen Werten folgen 900 kg/m³ [138] für das Erstgenannte und 1006 kg/m³ für das der Viskositätsklasse 32 [139]. Dieser Unterschied würde im Stillstand zu einer Schichtenbildung sowie einem undefinierten Ansaugzustand innerhalb der Experimente führen.

Die aufbereitete Druckluft wird anschließend durch einen Volumenstromzähler zu einem Magnetventil geführt. Selbiges ist über ein Relais mit einem Frequenzgenerator, der eine 5 V-Rechteckspannung ausgibt, verbunden. Hintergrund hierfür sind die einzelnen Phasen des Arbeitsspiels (vgl. Diagramm 1). Diese werden bei einer Analyse des schematischen Ventilhubverlaufs eines Hubkolbenverdichters ersichtlich (vgl. Abbildung 31). Weitere Einzelheiten hierzu sind vielfach der Literatur zu entnehmen und bereits detailliert ausgeführt ([7], [89], [140]). Allgemein wird deutlich, dass das Saugventil in etwa für die Dauer einer halben Umdrehung der Kurbelwelle geöffnet ist und sich innerhalb kürzester Zeit maximal öffnet. Dieser Zustand wird idealerweise bis zur Beendigung der Ansaugphase gehalten. Das Schließen soll ebenfalls schnellstmöglich erfolgen. Vereinfacht entspricht der Bewegungsablauf einer Rechteckfunktion, deren Abbildung in dem hier beschriebenen Versuchsaufbau mithilfe des Fre-

quenzgenerators und des Magnetventils erfolgt. Da das Letztgenannte in der Kältetechnik typischerweise keine hochfrequenten Schaltzyklen während des Betriebs durchführen, empfiehlt sich eine Untersuchung hinsichtlich der maximalen Grenzfrequenz und des dabei anliegenden Druckverlaufs.

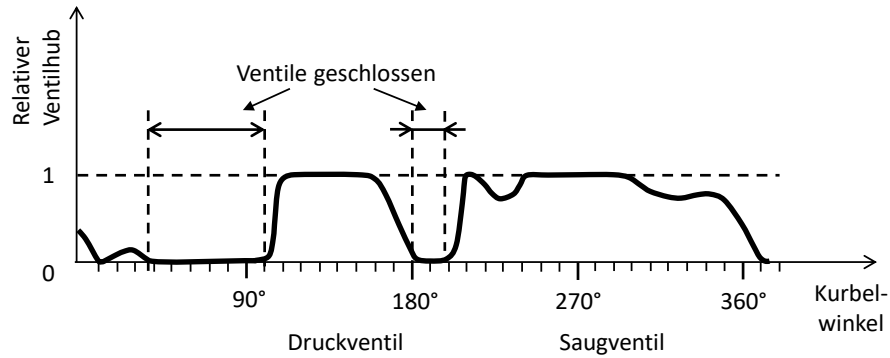
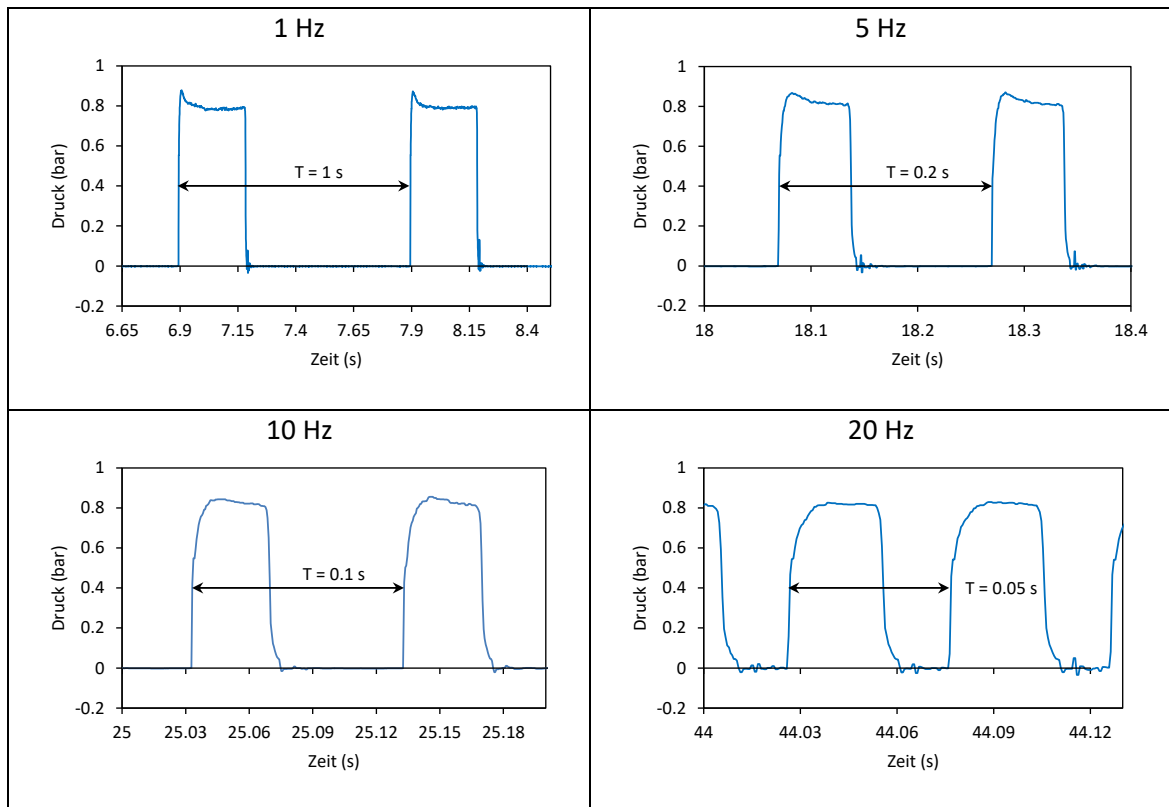
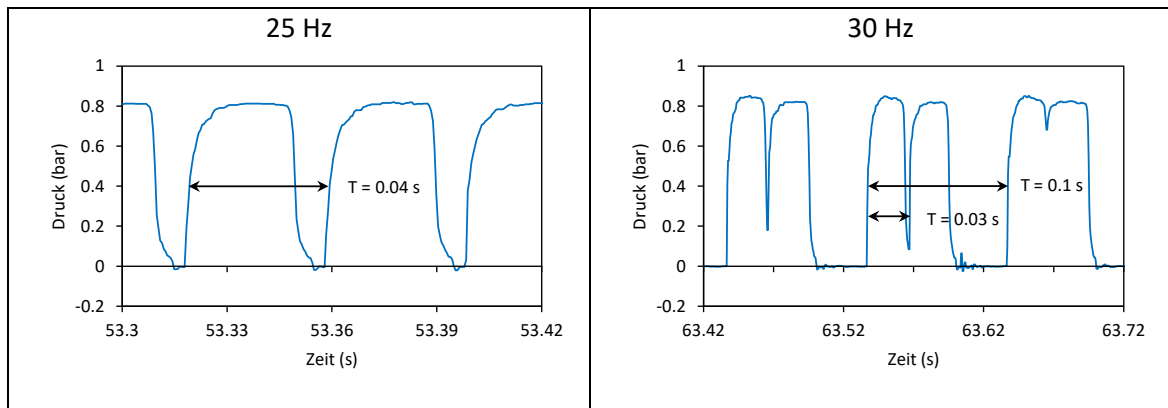


Abbildung 31: Ventilbewegung eines Hubkolbenverdichters als Funktion des Kurbelwinkels (schematisch nach [7])

Tabelle 8: Druckverläufe bei verschiedenen Taktraten des Magnetventils





Anhand der Diagramme in der Tabelle 8 ist einerseits gut erkennbar, dass die ansteigende Flanke durch die Trägheit des Öffnungsvorgangs von Relais und Magnetventil zunimmt. In der Folge liegt der maximale Druck später an. Andererseits bleibt das vollständige Schließen ab 30 Hz zunehmend aus. Der zugehörige, dargestellte Verlauf weist minimale, saugseitige Drücke von 0.1 bis 0.2 bar auf. Da diese Werte in der Rohrleitung zwischen Magnetventil und Saugkammer aufgenommen wurden, ist ein geringer, verbleibender Öffnungsgrad ableitbar. Weiterhin weisen die Periodendauern auf eine für das Magnetventil zu hohe Schaltfrequenz hin. Demnach wird für die Versuche eine Taktung unterhalb von 30 Hz gewählt. In Bezug auf einen Kältemittelkompressor mit einer Polpaarzahl von zwei entspräche dieser Wert einer Antriebsfrequenz von 60 Hz, sofern man den Schlupf vernachlässigt. Folglich ist das für die stationäre Kältetechnik typische Frequenzband mit dieser Methode sehr gut abbildbar.

5.2 Messtechnik

5.2.1 Allgemein

Nach der allgemeinen Beschreibung des Messaufbaus werden in diesem Kapitel die verwendete Messtechnik und Hardware näher ausgeführt. Hierzu bietet sich ein Vorgehen entsprechend der „Data Acquisition“ (DAQ) Hardware an. Das SICONN-NET der Firma Geitmann [141], welches, bis auf einen, alle Sensoren speist und abfragt, nimmt hierbei eine zentrale Position ein.

In dem hier beschriebenen Messaufbau (Abbildung 32) sind jeweils zwei Druckaufnehmer der Firma WIKA Typ S-10 [142] und zwei der Firma Kulite Typ XTEL-190 [143] integriert. Die Erstgenannten dienen der allgemeinen Überwachung von saug- und gehäuseseitigem Druck. Die Modelle von Kulite bieten sich aufgrund ihrer Baugröße und der hochfrequenten Abtastrate zur Erfassung der Zustände ober- und unterhalb der Lamelle an. Somit wird eine Bewertung der treibenden Druckdifferenz ermöglicht. Weiterhin ist ein Keramik-Vibrationsaufnehmer im Shearmode-Design des Typs PCB-352C33 [144] mithilfe eines Magnetfußes auf der Ventil Sitzplatte angebracht. Eine Auswertung des aufgenommenen Amplitudenspektrums erlaubt Rückschlüsse auf Frequenz und Intensität des Aufpralls der Lamelle. Mit diesen Informationen sind Aussagen über das Langzeitverhalten hinsichtlich potentieller Schadensfälle ableitbar. Abschließend sind an diesem DAQ insgesamt vier DMS der Firma HBM [145] über jeweils eine

Wheatstonesche Brücke an einem Messverstärker angeschlossen. Dieses, über viele Jahre bewährte, Verfahren zur Ermittlung von Spannungszuständen und Ableitung von Bewegungsinformationen (vgl. Kapitel 2) wird im späteren Verlauf dieser Arbeit als Vergleichsgröße herangezogen, nicht jedoch in den permanenten Messbetrieb aufgenommen. Entsprechend ist einerseits eine Rosette des Typs 1-RY31-6/120 am Lamellenkopf, aus der auch die Verkipfung abgeleitet werden kann, und andererseits ein linear agierender DMS vom Typ 1-LY71-1.5/120 am Fuß appliziert worden [145]. Weiterhin befindet sich, zur nachträglichen, rechnerischen Kompensation von Temperatureinflüssen, ein PT100 Element mittig auf dem Ventil. Die mit der beschriebenen Messtechnik ausgerüstete Lamelle ist in der Abbildung 33 dargestellt.

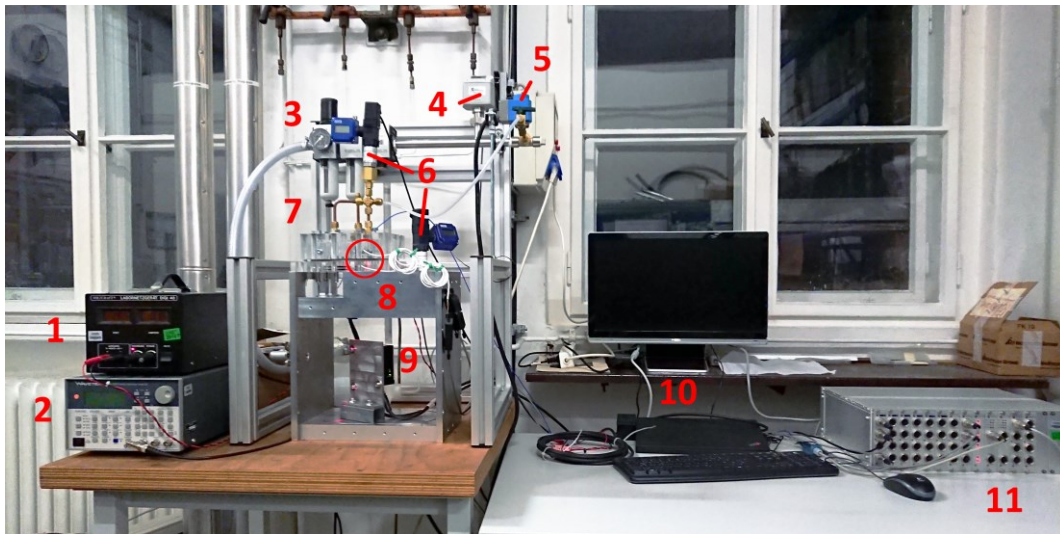


Abbildung 32: Konstruktiver Aufbau des Komponentenprüfstands im Versuchsfeld an der Technischen Universität Dresden (Mollier-Bau); 1 – Spannungsquelle, 2 – Frequenzgenerator, 3 – Wartungseinheit, 4 – Volumenstromzähler, 5 – Magnetventil, 6 – WIKA S-10 Druckaufnehmer, 7 – Acrylglas-Zylinderkopf, 8 – Kulite XTEL-190 Druckaufnehmer, 9 – Laser-Profil-Scanner, 10 – Messrechner, 11 – SICONN-NET Data DAQ

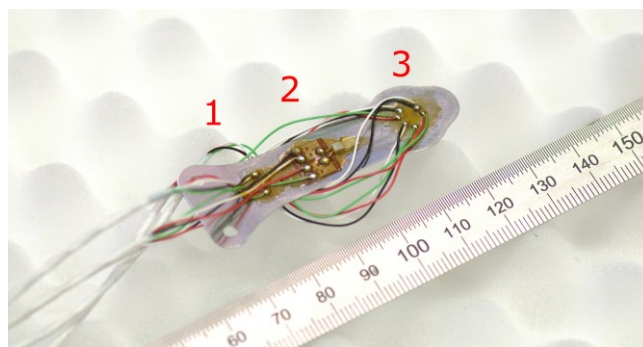


Abbildung 33: Sauglamelle mit linearem DMS (1), PT100 (2) und Rosetten-DMS (3)

5.2.2 Der Laser-Profil-Scanner

Der eingesetzte Laser-Profil-Scanner (LPS) scanCONTROL 2650-100 der Firma Micro-Epsilon [146] operiert eigenständig, da dieser mit einer eigenen Auswerteelektronik ausgerüstet ist.

Diese Messtechnik wurde ursprünglich für die Überprüfung von Schweiß- oder Klebenähten bzw. für die Ermittlung der Steghöhe von Filtern im Automobilbereich entwickelt [147]. Entsprechend wird durch den LPS eine Erfassung und Bewertung von Profilen unterschiedlichster Objekte bzw. deren Oberflächen ermöglicht.

Dieser Sensor arbeitet nach dem Triangulationsprinzip zur zweidimensionalen Profilerfassung, das schematisch in Abbildung 34 dargestellt ist. Dabei wird der Laserstrahl durch eine spezielle Optik zu einer statischen Linie aufgeweitet und auf das Messobjekt projiziert (Abbildung 35).

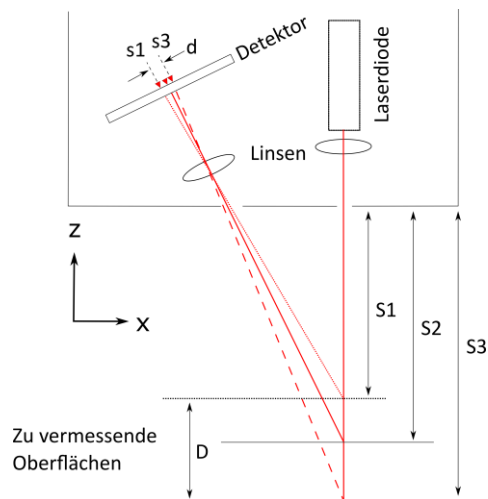


Abbildung 34: Schematische Darstellung des Messprinzips der Lasertriangulation; die beispielhafte Höhendifferenz D wird als d auf den Sensor projiziert

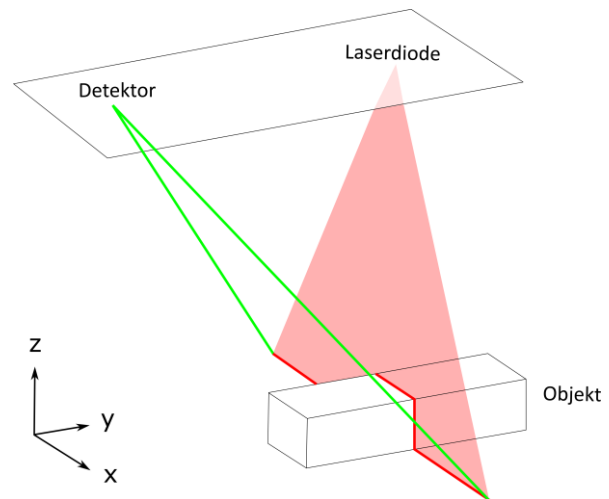


Abbildung 35: Schematische Darstellung der Linienbildung bei der Laserlinientriangulation im Dreidimensionalen; die rot hervorgehobene Linie wird durch den Detektor erfasst

Das diffus reflektierte Licht (vgl. Abbildung 36) wird anschließend auf einer Sensormatrix im Detektor abgebildet. Diese ist in einem herstellerseitig festgelegten Winkel und Abstand zum Messobjekt positioniert. Je nach dessen Entfernung, ändert sich die Position des reflektierten Streulichts auf der Sensormatrix, woraus die integrierte Elektronik die Abstandsinformationen sowohl in x -, als auch in z -Richtung berechnet (siehe Abbildung 34 bzw. [148]). Dies erfolgt auf Basis der Intensität des detektierten Streulichts. Zur besseren Veranschaulichung ist in Abbildung 36 eine beispielhafte, ellipsenförmige Verteilung dargestellt.

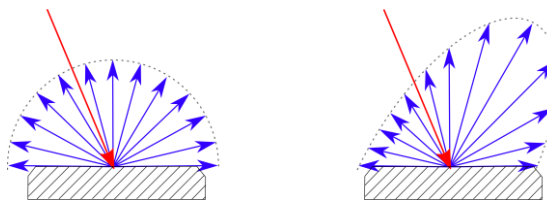


Abbildung 36: Darstellung der Intensitätsverteilung des reflektierten Streulichts im idealen (links) und realen Fall (rechts); rot: einfallender Lichtvektor; blau: diffus reflektiertes Streulicht [149]

Die blauen Vektoren repräsentieren dabei das reflektierte Licht in Betrag und Richtung. Die dargestellte Winkelabhängigkeit der Intensitätsverteilung ist eine essentielle Größe hinsichtlich

für die Messbarkeit von Objekten mit der Lasertriangulationsmethode. Auf diesen Sachverhalt wird im Kapitel 5.2.3b) detailliert eingegangen.

Als maximale Abtastrate des LPS gibt der Hersteller für die hier eingesetzte Hochgeschwindigkeitsversion 4 kHz an [148]. Dieser Wert ist jedoch u. a. von der Beschaffenheit des Messobjekts, der Belichtungsstärke und dem gewählten Messfeld abhängig ist. Zur Bewertung der benötigten Abtastrate werden bereits veröffentlichte Werte der Literatur [39] entnommen. Diese sind im Diagramm 9 dargestellt.

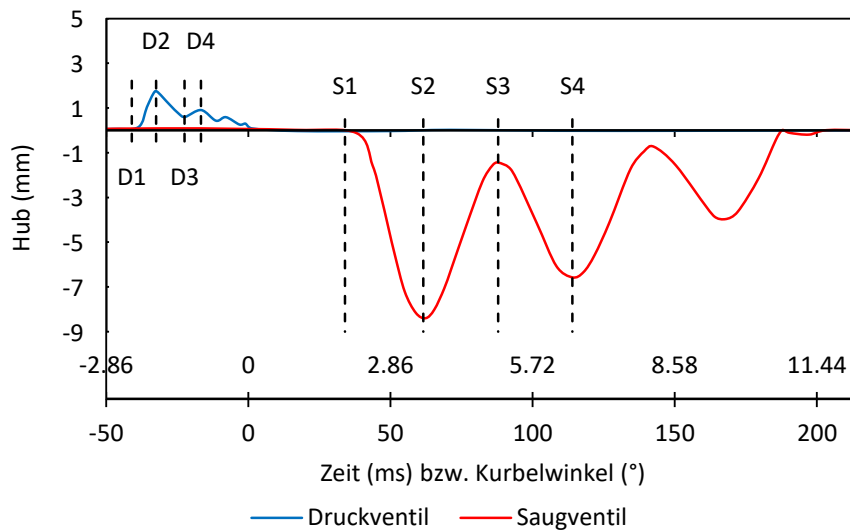


Diagramm 9: Messdaten von Ventilhubkurven aus [39] anhand derer die benötigte Größenordnung der Abtastrate abgeleitet wird

Die abgebildeten Ventilhubkurven beschreiben sowohl das Saug- als auch das Druckventil eines hermetischen Verdichters für den Bereich der Haushaltskälte mit einer festen Drehzahl von $2915 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$. Dabei ist der gemessene Hub der Sauglamelle um einen Faktor von rund 2.6 größer, als der in den hier durchgeführten Versuchen zu erwartende. Dieser entspricht mehr dem druckseitigen Ventil, weswegen zusätzlich dessen Öffnungsverhalten analysiert und zur Bewertung herangezogen wird. Anhand der zeitlichen Differenzen der in Diagramm 9 markierten Extrema kann eine Frequenz abgeleitet werden, die für die Abtastung benötigt wird. Die zugehörigen Ergebnisse sind in Tabelle 9 bzw. Tabelle 10 aufgelistet.

Anhand dieser Frequenzen und unter Einbeziehung des Abtasttheorems [150] wird offensichtlich, dass für eine Erfassung zweier Punkte innerhalb eines Intervalls des Druckventils eine Abtastfrequenz von 7.0 kHz bis 12.5 kHz benötigt wird. Diese Größenordnung kann mit dem LPS jedoch nicht erreicht werden. Stattdessen sind die Messungen zeitdiskret durchzuführen und entsprechend zu korrelieren. Weiterhin ist für den Erhalt der größtmöglichen Abtastrate des LPS die Auswahl des Messfelds essentiell. Der Hersteller teilt hierfür den Lichtkegel des Sensors in Bereiche auf, die durch die Elektronik ausgewertet werden dürfen. Insgesamt stehen dem Anwender 127 verschiedene Voreinstellungen zur Verfügung, deren Größe wiederum Einfluss auf die Abtastrate hat [146].

Tabelle 9: Zeitpunkte der in Diagramm 9 markierten Punkte

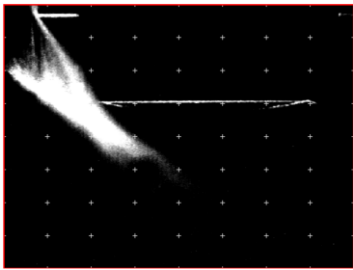
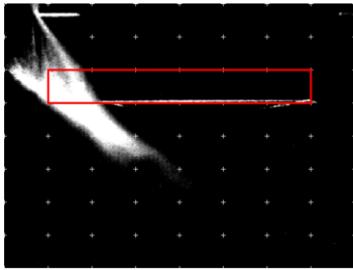
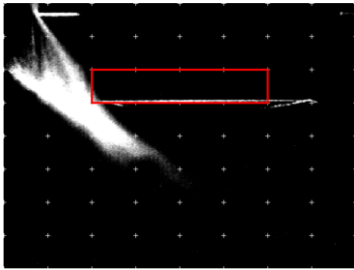
Punkt	Kurbelwinkel (°)	Zeit (ms)
D1	-41	-2.373
D2	-32.4	-1.852
D3	-22.4	-1.281
D4	-16.7	-0.955
S1	34	1.944
S2	61.5	3.516
S3	87.9	5.026
S4	114.5	6.547

Tabelle 10: Frequenzen zu den Zeitintervallen der Tabelle 9

Differenz	Zeit (ms)	Frequenz (kHz)
D1 - D2	0.520	1.922
D2 - D3	0.572	1.749
D3 - D4	0.326	3.068
D1 - D4	1.418	0.705
S1 - S2	1.572	0.636
S2 - S3	1.509	0.663
S3 - S4	1.521	0.658
S1 - S4	4.603	0.217

Die Tabelle 11 zeigt drei exemplarische Aufnahmen des internen CCD („Charge Coupled Device“) Sensors. Dieser stellt das Reflektionsbild, welches der Laser im weiteren Verlauf abtasten wird, dar. Die vertikale, mittig abgebildete Linie entspricht dabei der Lamelle. Der Bereich links daneben entsteht durch Reflexionen an der Zylinderwand und muss durch zusätzliche Messfeldeinschränkung abgeschnitten werden. Anhand der folgenden Abbildungen wird der Einfluss der Größe des abzutastenden Bereichs auf die maximale Abtastrate ersichtlich. Die rot dargestellte Umrandung beschreibt jeweils das gewählte Messfeld.

Tabelle 11: Messfeldeinschränkung und deren Einfluss auf die maximale Abtastrate am LPS bei einer Belichtungszeit von 0.35 ms

		
Messfeld: 0, max. Abtastrate: 247Hz	Messfeld: 103, max. Abtastrate: 1923Hz	Messfeld: 119, max. Abtastrate: 2857Hz

In dem vorliegenden Fall war die maximal angegebene Abtastrate von 4 kHz nicht erreichbar. Eine Verringerung der Belichtungszeit auf 0.25 ms ermöglichte 3571 Hz. Diese sind jedoch eher theoretischer Natur, da weitere, zusätzlich limitierende Größen hinzukommen. Exemplarisch hierfür sind die Bewegung des Messobjekts, die bei hohen Abtastraten zu transportierenden Datenmengen sowie die begrenzende Transport-, Verarbeitungs- und Schreibgeschwindigkeiten der angeschlossenen Hardware. Weitere Größen mit einem signifikanten Einfluss auf die maximal verwendbare Abtastrate, werden im folgenden Abschnitt ausgeführt.

5.2.3 Die Messung beeinflussende Größen

Der LPS verwendet das Messprinzip der Lasertriangulation, welches zu den optischen Verfahren zählt. Methoden dieser Art unterliegen spezifischen Einflussgrößen, die in Hinblick auf eine spätere Integration in eine bestehende Versuchsanlage analysiert und bewertet werden müssen. Einige dieser Herausforderungen, darunter Vibrationen des Verdichter und Öltropfen, wurden bereits in veröffentlichten Anwendungsfällen der LDA berichtet ([31], [47]). Hingegen fehlt insbesondere die Analyse die Einflüsse der verschiedenen Brechungsindizes von Schauglas, Kältemittel, dessen möglichen Phasen sowie Interaktion mit dem Kältemaschinenöl. Im Folgenden werden die fünf Haupteinflussgrößen näher ausgeführt.

a) Verschiedene Kältemittelzustände und -phasen

Mithilfe des Komponentenprüfstands lässt sich eine Druckbeaufschlagung mit R449A nicht frei von Leckage realisieren. Die Ausführungen zum Ersatz des Kältemittels durch Luft (siehe Kapitel 5.1) zeigen, dass im gewählten, für die Kältetechnik typischen, Temperaturbereich, gasförmiges Kältemittel vorliegen sollte. Dessen Einfluss auf den Laserstrahl beschränkt sich auf den Brechungsindex. Inwieweit jedoch flüssiges oder überkritisches Kältemittel die Ergebnisse beeinflusst, muss gesondert untersucht werden. Dies ist besonders in Hinblick auf eine potentielle, spätere Anwendung bei der Analyse von CO_2 ¹-Druckventilen von Interesse, da diese von überkritischem Kältemittel durchströmt werden können. Anzumerken ist jedoch, dass es sich um Kennwerte stationärer Zustände handelt und noch keine Bewegung einer Lamelle berücksichtigt ist. Entsprechend ist die ermittelte Standardabweichung erwartungsgemäß geringer.

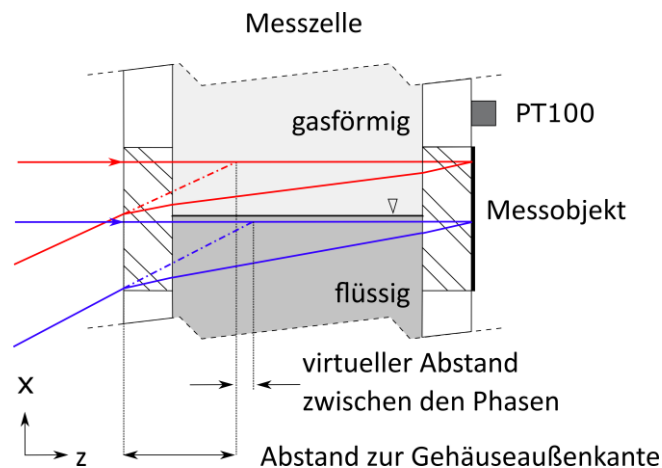


Abbildung 37: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus, sowie des virtuellen Abstands aufgrund der verschiedenen Brechungsindizes der Phasen von SF_6

Die ersten Versuche hierzu werden mit Schwefelhexafluorid (SF_6) durchgeführt. Dieses Kältemittel ermöglicht, durch seinen niedrig liegenden kritischen Punkt, eine einfache Untersuchung der Phasenzustandsänderung. Hierzu wird eine Messzelle verwendet, deren Konditio-

¹ Als Konsequenz der F-Gaseverordnung [67] wird die Verwendung von CO_2 in der Kälte- und Klimatechnik, parallel zu HFKW / HFO-Gemischen wie dem hier verwendeten R449A, zunehmen [229].

nierung mithilfe von Wasser erfolgt. Diese ist schematisch in Abbildung 37 dargestellt. Ein PT100 zeichnet parallel die Temperatur des Gehäuses auf. Der LPS ist senkrecht zur Phasengrenze ausgerichtet. Folglich sind sowohl die, bei einer Raumtemperatur von ca. 25°C vorliegende, gasförmige als auch die flüssige Phase detektierbar. Die zugehörigen, gemessenen Abstände für den subkritischen Zustand sind in Diagramm 10 abgebildet.

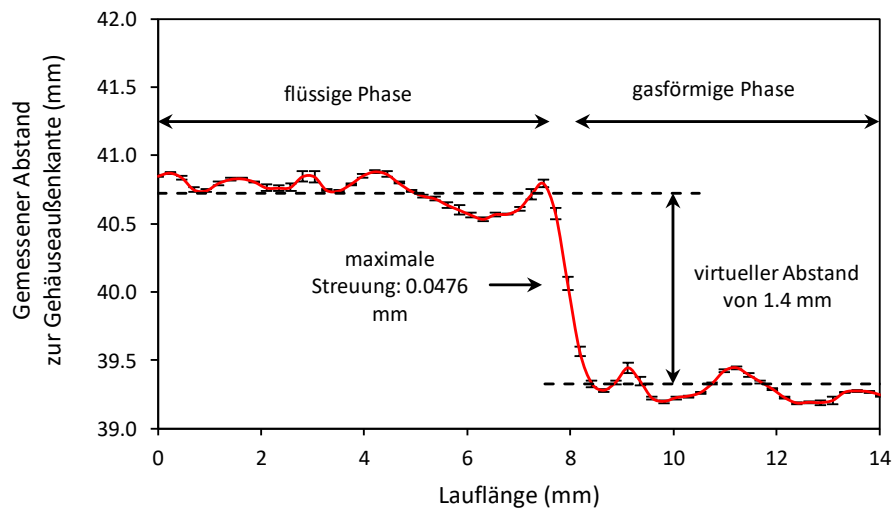


Diagramm 10: Gemessener Abstand (Mittelwerte und Standardabweichung über 34 s) im subkritischen, zweiphasigen Zustand des SF_6

Die darin dargestellten Werte entsprechen den Mittelwerten über ein Zeitintervall von 34 s bei einer Abtastrate von 50 Profilen pro Sekunde. Zusätzlich kann die Standardabweichung entnommen werden. Um diese zu ermitteln wurden die Messwerte mithilfe von MATLAB R2016a auf ein gemeinsames Raster interpoliert, da die einzelnen Koordinaten der aufgenommenen Punkte zwischen den einzelnen Aufnahmen aufgrund des Messprinzips variieren. Der Maximalwert der Streuung, der sich exakt an der Phasengrenze befindet, beträgt ca. 0.048 mm. Im übrigen Verlauf befindet sich der Wert im Mittel bei rund 0.016 mm. Der Unterschied der Brechungsindizes zwischen flüssigem und gasförmigem Zustand ist dem Diagramm 10 zu entnehmen. Dies soll anhand der schematischen Darstellung des Versuchsaufbaus (Abbildung 37) kurz erläutert werden.

Die zwei exemplarisch dargestellten Laserstrahlen treten parallel in die Messzelle ein, durchdringen die jeweilige Phase des Kältemittels und treffen auf das Messobjekt. Das von diesem reflektierte Streulicht wird seitens des LPS, aufgrund der unterschiedlichen Brechungsindizes, unter einem anderen Winkel detektiert. Die Auswerteelektronik bewertet jedoch sämtliches, reflektierte Streulicht, als wäre das umgebende Medium Luft. Entsprechend wird ein größerer Abstand berechnet. Dieser virtuelle Abstand, der in diesem Fall 1.4 mm groß ist, muss bei der Bewertung der Ergebnisse beachtet werden. Hierzu folgen detailliertere Ausführungen im sich anschließenden Abschnitt b) des Kapitels 5.2.3. An dieser Stelle werden die Einflüsse auf das Messsignal nicht kompensiert, da der Fokus auf einer Bewertung der Güte der Messung liegt.

Wird der Behälter im weiteren Verlauf erhitzt, durchläuft das SF_6 eine isochore Zustandsänderung. Dabei wird, bei entsprechend hoher Temperatur, der kritische Punkt bei ca. 45.6°C überschritten und reines, überkritisches Fluid liegt vor. Da die SF_6 beinhaltende Messzelle mithilfe von heißem Wasser in den überkritischen Zustand überführt wird, ist ein vergleichbarer, stationärer Punkt hinsichtlich der Wärmeübertragung nur schwer einzustellen respektive konstant zu halten. Demnach werden zur Bewertung des Einflusses der Schlierenbildung zwei Zeiträume für die Mittelung gewählt. Das Diagramm 11 stellt hierzu dem Messzeitraum von 1 s den von 34 s gegenüber.

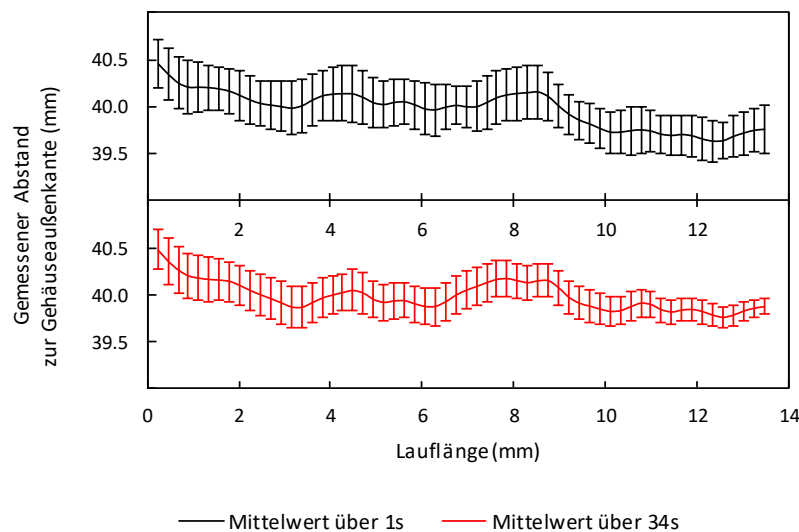


Diagramm 11: Gemessener Abstand (Mittelwerte und Standardabweichung) im überkritischen Zustand des SF_6

Die Standardabweichung der beiden Fälle beträgt im Mittel rund 0.250 mm bzw. 0.185 mm. Weiterhin wird anhand des gemessenen Abstands deutlich, dass der Brechungsindex zwischen dem des gasförmigen und des flüssigen SF_6 liegt. Dabei ist eine Tendenz zu Letztgenanntem erkennbar. Dies zeigen die Verläufe der Mittelwerte der Messdaten. Während beim gasförmigen Zustand ein Abstand von 39.32 mm ermittelt wird, beläuft sich der Wert in der flüssigen Phase auf 40.72 mm. Im überkritischen Zustand beträgt der Mittelwert 39.92 mm. Ein expliziter Brechungsindex des jeweiligen Zustands lässt sich, aufgrund der unzureichenden Informationen zu der Geometrie und der Beschaffenheit des Schauglases, nicht ermitteln. Die hier beschriebenen Versuche zielen allerdings auf die prinzipielle Einsatzfähigkeit des LPS bei verschiedenen Kältemittelphasen ab.

Die Ausführungen verdeutlichen, dass der LPS in sämtlichen Phasen eines Kältemittels Abstandsinformationen ermitteln kann. Nachteilig wirkt sich jedoch die mittlere Standardabweichung von 0.250 mm im überkritischen Zustand aus. Bezugnehmend auf den Fall eines Lamellenventils mit einer maximalen Auslenkung von 3 mm, entspricht dies bereits 8.46 % des maximalen Hubs, wodurch eine qualitativ hochwertige Bewertung der Bewegung fraglich erscheint. Der in dem Zusammenhang erwähnte Themenkomplex des Brechungsindex wird im folgenden Abschnitt b) näher erläutert.

b) Schauglas und Brechungsindizes

Aufgrund der im Datenblatt angegebenen Spezifikationen des LPS [146], welche u. a. die zulässige Betriebstemperatur auf 0 bis 45°C bei Umgebungsdruck beschränkt, ist eine Integration in das Kurbelgehäuse kategorisch ausgeschlossen. Demnach muss ein optischer Zugang über den Zylinderkopf geschaffen werden (vgl. Abbildung 38).

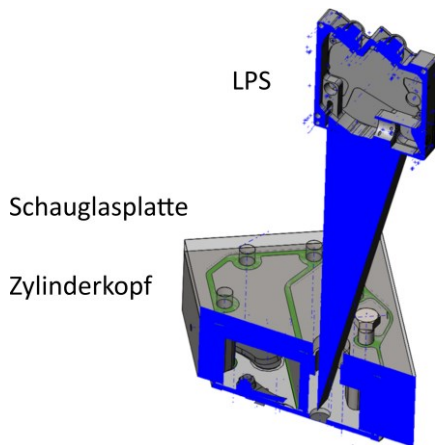


Abbildung 38: Konstruktive Umsetzung des Aufbaus



Abbildung 39: Verdichter mit dem optischen Zugang zur Sauglamelle

Hierfür wurde durch die Firma Metaglas ein Schaufenster aus Borosilikatglas [151] in eine Schauglasplatte eingeschmolzen. Durch diesen Prozess konnte eine feste Verbindung auf Gefügeebe hergestellt werden, die einem Drucktest mit 29 bar standhielt. Dies entspricht einer Sicherheit von 2.27 zum geplanten Hochdruck von 12.7 bar (siehe Kapitel 3). Ein sich dem Einschmelzen anschließendes Übersleifen und Polieren bereitet die Oberfläche für die Verwendung optischer Messverfahren vor. Die Verwendung einer zusätzlichen Schauglasplatte ist aufgrund der Randbedingungen des Einschmelzens nötig. Seitens des Herstellers wird ein Abstand mit doppeltem Durchmesser des Glases gefordert, der frei von Bohrungen und Verstärkungen ist. Diese könnten sonst zu zusätzlichen Spannungen im Material führen. Das Kriterium schließt die direkte Verwendung des Zylinderkopfs aus. Dessen Unterteilung in Saug- und Druckkammer bedingt eine Wandung zu der dieser geforderte Abstand nicht gewährleistet werden kann (siehe Abbildung 38).

Aufgrund des gleichen Bohrungsstichs des Zylinderkopfs liegt an dieser Stelle die Vermutung nahe, dass eine bereits existierende Dichtung verwendet werden kann (vgl. Abbildung 38 bzw. Position 2 in Abbildung 40). Allerdings führt die pulsierende Druckbeaufschlagung zu einem Spaltmassenstrom in den Zwischenräumen der Dichtung (Abbildung 41). Entsprechend entsteht eine Kammer, in die das Öl je nach Druckbedingung hinein oder herausströmt (Abbildung 41). In der Folge befindet sich stets ein Schmiermittelfilm unterhalb des Schauglases, der eine Detektion der Lamelle erschwert und teilweise unterbindet (vgl. Abbildung 42). Eine entsprechend ausgeschnittene Dichtung aus AFM34 [152] verhindert das Problem. Nichtsdestotrotz

bleibt die Herausforderung der Minimierung der Intensität des Streulichts bestehen. Erste Ansätze werden im Folgenden dargelegt.

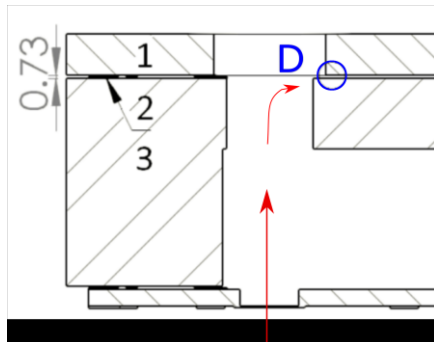


Abbildung 40: Schnittdarstellung von Schauglasplatte (1), Dichtung (2) und Zylinderkopfs (3); rot markiert ist der Massenstrom, der Öl in den Spalt transportiert

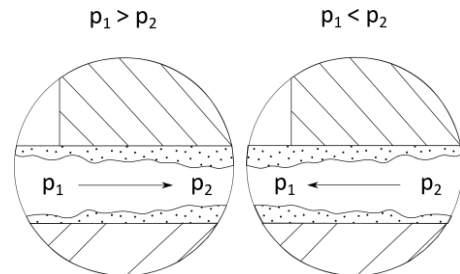


Abbildung 41: Detail D von Abbildung 40

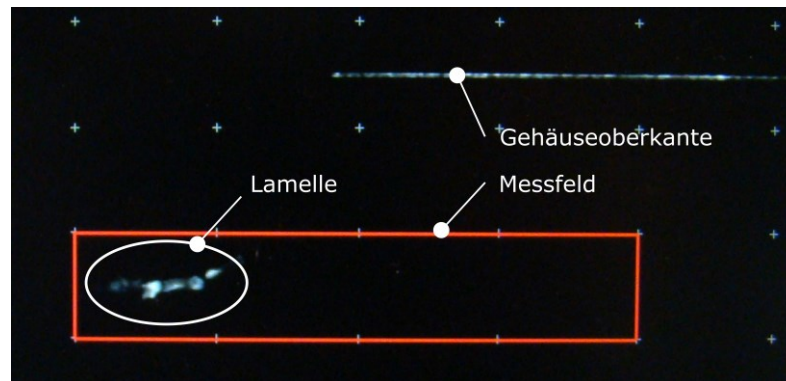


Abbildung 42: Darstellung des internen CCD-Sensors: Aufgrund des Ölfilms kann die Lamelle nicht korrekt detektiert werden

Wird Licht als Energiestrom betrachtet, dann gilt, dass die gesamte auftreffende Strahlung gleich der Summe aus reflektierter, absorbierter und transmittierter sein muss. Das lässt sich mithilfe der drei genannten Größen wie folgt formulieren [133]:

$$r + a + t = 1 \quad (5.4)$$

Hierin entspricht r dem Reflexions-, a dem Absorptions- und t dem Transmissionsgrad. Der Erstgenannte hängt dabei von der Oberflächenbeschaffenheit ab. Die beiden letzteren werden durch die Art des Stoffes und seiner Schichtdicke bestimmt. Je größer diese ist, desto mehr Licht wird absorbiert. Zur Veranschaulichung dieses Sachverhalts sei auf Abbildung 43 verwiesen. Anhand der Darstellung wird die Reduktion der Strahlungsintensität I ersichtlich. Für bestmögliche Messergebnisse ist demnach eine Minimierung sämtlicher, potentiell im Strahlengang auftretenden, zusätzlichen Fluidschichten essentiell.

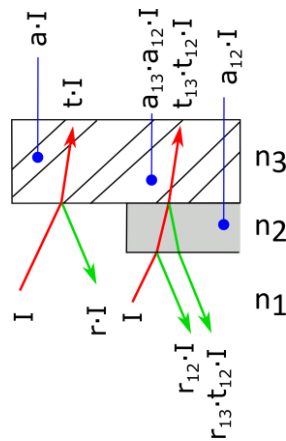


Abbildung 43: Schematische Darstellung der Energiebilanz der Strahlungsleistung bzw. des Intensitätsverlusts eines einfallenden Lichtstrahls durch Reflexion, Absorption und Transmission

Eine genaue Quantifizierung kann lediglich für bekannte Stoffe und deren Dicke erfolgen. So besitzt das verwendete Borosilikatglas [151] beispielsweise eine Absorption von ca. 1.52 % und eine Transmission von 91.21 % bei der vom LPS ausgesandten Wellenlänge von 658 nm (vgl. Diagramm D1 im Anhang bzw. [146], [151]). Diese Werte gelten für eine Dicke von 10 mm. Das für die Versuche verwendete Schauglas besitzt eine Dicke von 11.2 mm. Folglich ist zu erwarten, dass nur ein sehr geringer Anteil des ausgesandten Laserlichts aufgenommen und der Großteil durch das Schauglas auf die Innenseite zur Lamelle transmittiert wird.

Weiterhin ist den Spezifikationen des Schauglases zu entnehmen, dass der Brechungsindex 1.482 beträgt [151]. Zwar sendet der LPS das Laserlicht senkrecht aus, weswegen kein Einfluss durch Brechung zu erwarten ist, jedoch wird das diffus reflektierte Streulicht unter einem, zum Abstand spezifischen Winkel detektiert. Erschwerend kommt hinzu, dass sich im Inneren des Zylinderkopfs Kältemittel befindet. Dies besitzt ebenfalls einen Brechungsindex und beeinflusst somit den Strahlengang. In der Folge existiert ein Versatz zwischen gemessenem und realem Abstand. Zum besseren Verständnis ist der Sachverhalt in der Abbildung 44 im Schnitt dargestellt. Hierin sind zwei exemplarische Strahlengänge veranschaulicht, die für die Ermittlung des dargestellten Versatzes benötigt werden. Das zugehörige Formelwerk bzw. dessen Herleitung ist im Anhang E zu finden. Im Folgenden wird das Vorgehen anhand einer Beispielmessung mit dem Kältemittel Luft ($n_1 = n_3$) im Inneren des Zylinderkopfes beschrieben. Der LPS wird hierzu in einem festen Abstand zur Lamelle eingespannt und zwei Messungen werden durchgeführt. Die erste Versuchsreihe beschreibt den gesamten Strahlengang ohne Brechung. Eine sich anschließende Korrelation mit den, durch Brechung beeinflussten, Messdaten führt zu einem Korrekturfaktor, mit dem eine Skalierung erfolgen kann. Dies ist in Diagramm 12 dargestellt.

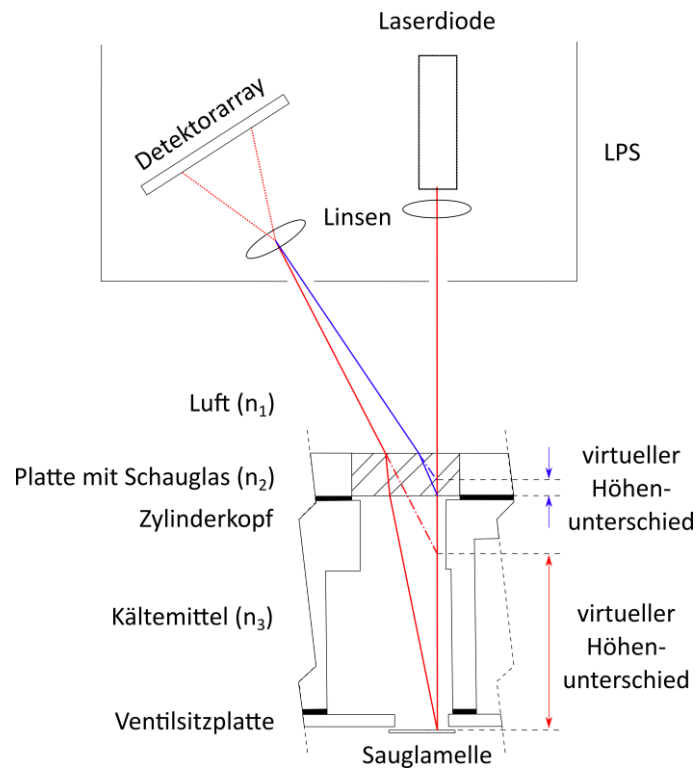


Abbildung 44: Schematische Darstellung von zwei exemplarischen Strahlengängen, der zugehörigen Brechung des Laserlichts sowie dem entstehenden, virtuellen Höhenunterschied im Messaufbau

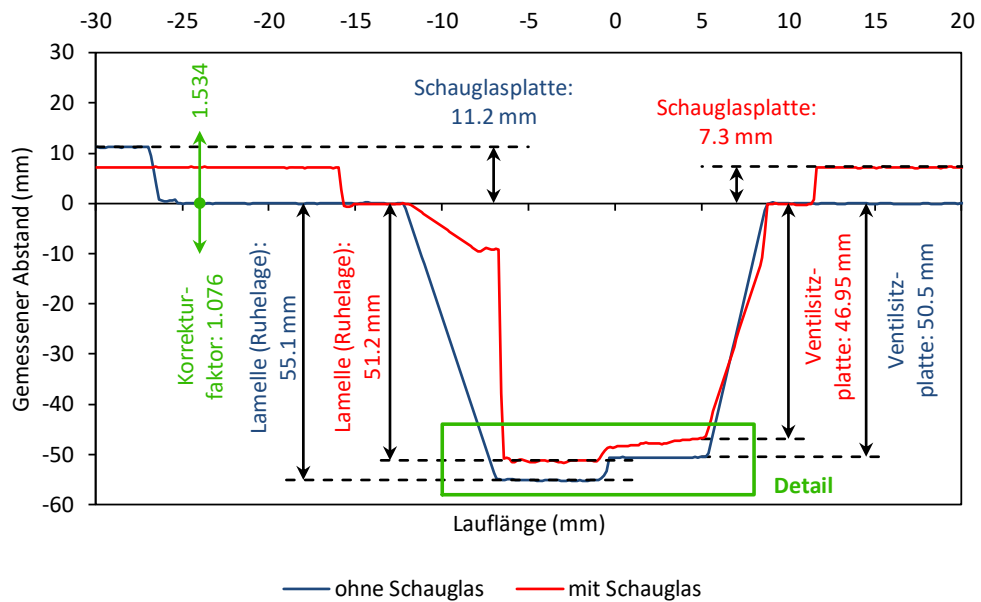


Diagramm 12: Messdaten der Kalibrierung mit angetragenen, gemessenen Abständen und den jeweiligen Skalierungsfaktoren; die grün markierte Region ist in Diagramm 13 im Detail dargestellt

Aus Diagramm 12 bzw. Diagramm 13 lässt sich, durch das ins Verhältnis setzen der Abmessungen, ein Korrekturfaktor von 1.076 ermitteln. Dieser Wert kann mithilfe des Formelwerks im Anhang E (Gleichung (E.1) bis (E.17)) bestätigt und weiter detailliert werden. Hierbei ist anzumerken, dass der Skalierungsfaktor nur für die Abmessungen innerhalb des Zylinderkopfes gültig ist, in dem sich das Kältemittel befindet. Bei einem Vergleich der gemessenen Stärke der Schauglasplatte mit der realen folgt ein Verhältnis von rund 1.534.

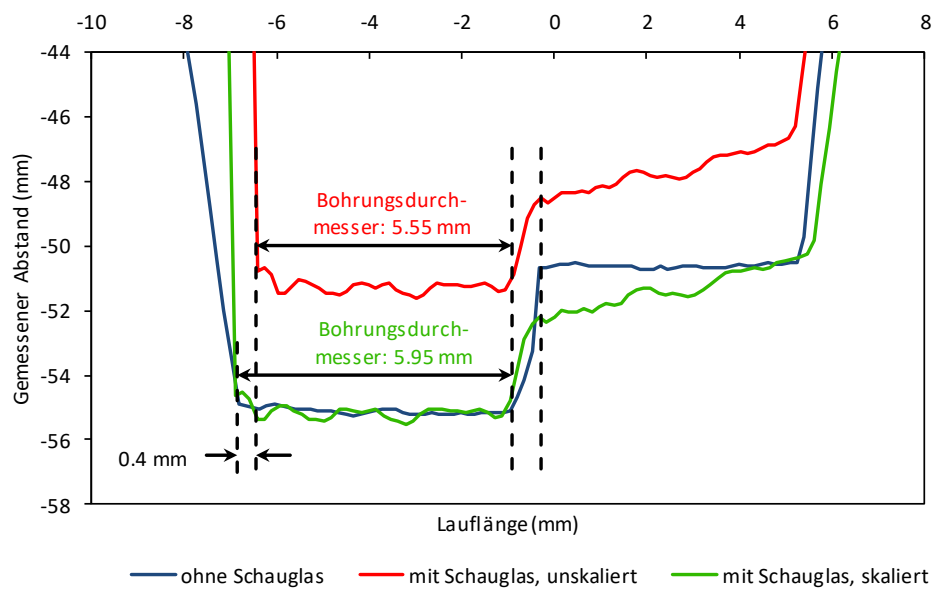


Diagramm 13: Mithilfe der Skalierungsfaktoren kann der Einfluss des Brechungsindex korrigiert werden (Detailansicht aus Diagramm 12)

Bei der Verwendung eines Kältemittels, das einen größeren Brechungsindex als Luft aufweist, führt dies zu einer stärkeren Brechung zum Lot hin. Folglich verläuft der Teil des gebrochenen Lichts, das sich im Zylinderkopf befindet, steiler, wodurch der für den Sensor detektierbare Anteil zunehmen sollte. Diese Betrachtung vernachlässigt allerdings die Abhängigkeit des Brechungsindex von den Zustandsgrößen. Aufgrund des Bezugs zur Dichte und Feuchte des verwendeten Mediums, welche wiederum durch Druck und Temperatur bestimmt wird, entspricht der Brechungsindex keiner konstanten Größe. Hierzu existieren für verschiedene Fluide bereits empirische bzw. approximierte Funktionen ([153], [154]), die entsprechend der Randbedingungen verwendet werden können. Allerdings liegen im aktuellen Stand der Technik keinerlei publizierte Informationen hinsichtlich des Brechungsindex von R449A vor. Dies ist auf die Neuheit sowie die parallele Markteinführung ähnlicher Produkte mit geringfügig unterschiedlichen Zusammensetzungen zurückzuführen. Aus diesem Grund muss eine überschlägige Abschätzung erfolgen. Korrelationen, mithilfe derer der Brechungsindex von Gemischen abgeschätzt werden kann, sind der Literatur ([155]–[157]) zu entnehmen. Anhand des Datenblatts von R449A [129] bzw. des zugehörigen ASHRAE Standards [158] lassen sich die hierfür benötigten Bestandteile mit deren Massenprozenten auslesen. Das zugehörige, im folgenden angewandte Formelwerk ist im Anhang F angeführt. Für die Ermittlung der Brechungsindizes wer-

den die Werte der einzelnen Bestandteile benötigt. Hierbei offenbart sich eine zum Kältemittel R449A analoge Lücke für das Kältemittel R1234yf (Summenformel: $C_3H_2F_4$). Aufgrund seiner chemischen Ähnlichkeit zu R134a (Summenformel: $C_2H_2F_4$) und aus Mangel an Korrelationen z. B. zur Dichte ([159], [160]) wird an dieser Stelle der Brechungsindex von Letztgenanntem verwendet, um eine erste Abschätzung treffen zu können.

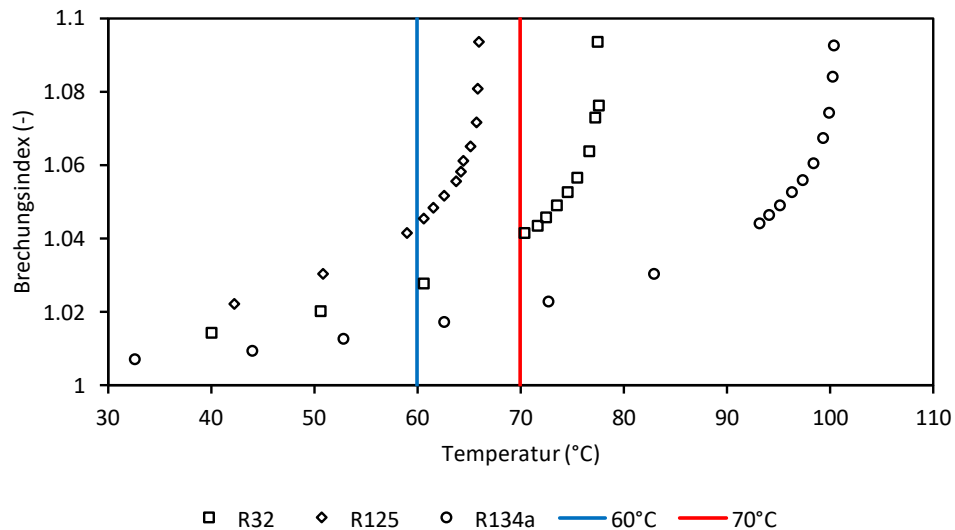


Diagramm 14: Brechungsindizes von R32, R125 und R134a [161]

In Diagramm 14 sind die Verläufe der Brechungsindizes von drei der vier Bestandteile von R449A dargestellt. Anhand dieser wird ersichtlich, dass die Werte mit der Temperatur zum kritischen Punkt ansteigen. Bei den im Rahmen dieser Arbeit gewählten Zustandspunkten liegt gesichert gasförmiges Kältemittel vor, weswegen die Ordinate des Diagramms entsprechend skaliert ist. Ein Eintragen zweier Isothermen, die für ein Kältemittel im Zylinderkopf, realistische Zustände repräsentieren, verdeutlicht eine weitere Problematik der Mischungsregeln. Während bei 60°C für alle drei Komponenten ein Brechungsindex zu ermitteln ist, wäre bei 70°C R125 als Reinstoff bereits überkritisch. Als Bestandteil eines Gemisches kann diese Annahme nicht übernommen werden. Entsprechend erfolgt eine Abschätzung des ungünstigsten Falls mithilfe des Brechungsindex am kritischen Punkt. Die resultierende Werte sind tabelliert im Anhang F angegeben. Schlussendlich folgt für 60°C ein Brechungsindex von 1.0215 und für 70°C 1.0409. Dieser Unterschied von 1.86 % bei 10 K besitzt einen erwähnenswerten Einfluss auf den Messbereich. Aufgrund des Ansteigens des Brechungsindex von R449A verändert sich der Strahlengang des zu detektierenden Streulichts (vgl. Abbildung 44). Durch dessen kleineren Winkel innerhalb des Zylinderkopfs verschiebt sich die Position der Projektion auf der Schauglasplatte um ca. 1.7 %. Bezugnehmend auf den verfügbaren Messbereich bedeutet dies, dass der Detektor mit steigender Temperatur mehr reflektiertes Streulicht registrieren kann.

Anhand der Ausführungen wird ersichtlich, dass weder der Einfluss der Brechung, noch das Schauglas der Verwendung des LPS dem anvisierten Anwendungsfall entgegenstehen. Mithilfe

einer einfachen, linearen Skalierung lässt sich der virtuelle Höhenunterschied kompensieren, ohne die Qualität der Messdaten zu beeinträchtigen.

c) Optische Abschattung und Interferenz

Eine weitere Einflussgröße ist bereits anhand der erfassten Bohrungskontur in Diagramm 13 zu erkennen. Je nach abzutastendem Objekt können Konstellationen auftreten, innerhalb derer die Laserlinie verdeckt wird. Folglich werden keine Abstandsinformationen dahinterliegender Strukturen erfasst. Eine theoretische Lösung stellt der Einsatz mehrerer Detektoren dar, welche die Laserlinie aus verschiedenen Perspektiven bzw. Winkeln aufnehmen. Diese kann allerdings aufgrund der vorliegenden, baulichen Verhältnisse nicht umgesetzt werden.

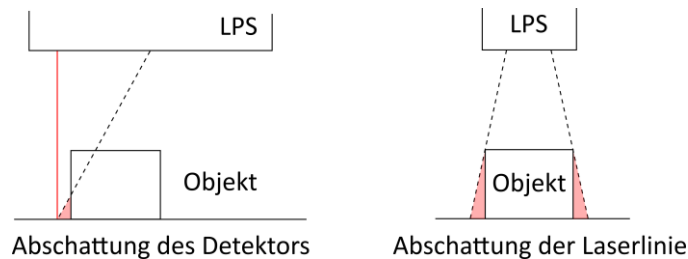


Abbildung 45: Schematische Darstellung der Abschattung nach [146]

Ursächlich für das Auftreten der optischen Abschattung ist häufig die Geometrie des zu messenden Objekts bzw. Festkörper, die sich in den Messbereich bewegen (vgl. Abbildung 45). Die Sauglamelle kann, von der Stirnseite des Zylinderkopfs aus betrachtet, nur durch die Saugbohrung abgetastet werden. Aufgrund des Messprinzips des LPS wird das diffus reflektierte Licht detektiert und entsprechend seiner Intensität ausgewertet. Eine schematische Darstellung beider Sachverhalte zeigt Abbildung 46. In dieser repräsentiert der rote Vektor das einfallende Laserlicht. Unter der Annahme einer idealen, diffusen Reflexion werden die Lichtstrahlen gleichmäßig in alle Richtungen ausgesendet (vgl. Abbildung 36).

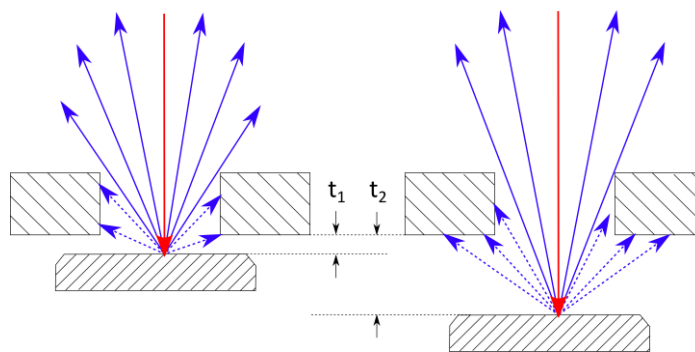


Abbildung 46: Schematische Darstellung der Abschattung an einer Ventilplatte bei unterschiedlichen Auslenkungen; rot: einfallender Lichtvektor; blau: diffus reflektiertes Streulicht, wobei die unterbrochenen Vektoren die abgeschatteten Anteile darstellen

Im statischen Fall schattet die Kontur der Bohrung einen gewissen Anteil ab, weswegen keine Abbildung auf der Sensormatrix erfolgen kann. Dadurch erscheint die Ventilplatte kleiner als der Durchmesser, den sie abdichten soll. Weiterhin vergrößert sich ihr Abstand durch eine

translatorische Bewegung von t_1 auf t_2 . In der Folge wird ein größerer Anteil des diffus reflektierten Lichts abgeschattet und nicht mehr durch den LPS detektiert. Erschwerend treten beide genannten Effekte parallel auf. Zur Visualisierung dient der folgende Versuch. Der LPS wird, wie in der Abbildung 47 dargestellt, auf die Ventilsitzplatte ausgerichtet. Im Anschluss erfolgen die Auslenkung und Abtastung der Sauglamelle.

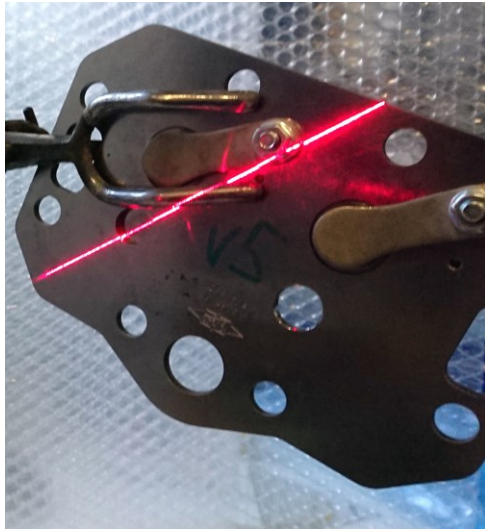


Abbildung 47: Versuchsaufbau zur Untersuchung der optischen Abschattung; LPS ist auf die Saugbohrung der Ventilsitzplatte ausgerichtet

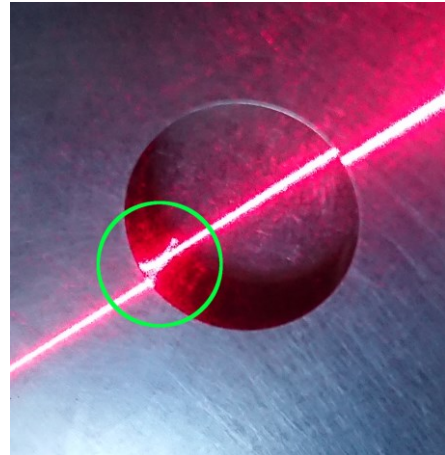


Abbildung 48: Detailaufnahme des Versuchsaufbaus aus Abbildung 47; grün markiert ist der Bereich der Interferenz, der die Tropfenkontur bedingt (vgl. Abbildung 49)

Die folgenden Darstellungen der Abbildung 49 sind mit dem internen CCD-Sensor des LPS aufgenommen worden und zeigen verschiedene Öffnungsgrade der Lamelle. Hierin erlaubt die Kontrastdarstellung eine qualitative Einschätzung der Intensität des detektierten Streulichts. Dabei steht eine intensive, weiße Färbung für eine besonders gute Beleuchtung. Die waagerechte, über alle Zeitpunkte gleiche, stationäre Struktur entspricht der Ventilsitzplatte. Weiterhin wird anhand der Abbildung 49 ersichtlich, wie die Lamelle während des Öffnungsvorgangs scheinbar an Breite verliert, weil sich die Menge an noch detektierbarem Streulicht mit steigendem Lamellenhub reduziert. Anhand des mit „1“ markierten Zeitpunkts wird deutlich, dass das Steuerorgan scheinbar kleiner als die Saugbohrung ist. Weiterhin kann eine tropfenförmige Kontur am rechten Ende identifiziert werden. Hierbei handelt es sich jedoch um optische Fehler. Das erstgenannte Phänomen ist mithilfe der Abschattung zu erklären (vgl. Abbildung 46). Die tropfenförmige Kontur entsteht aufgrund einer Interferenz an der Wand der Saugbohrung. Durch eine Überlagerung von ausgesandtem und reflektiertem Streulicht können lokale Interferenzmuster entstehen (vgl. Abbildung 48) Diese führen wiederum zu einer Erhöhung der Intensität an dieser Stelle. Die Interpretation des LPS resultiert dann in einer scheinbaren Detektion einer Wandung, die hardwareseitig nicht existent ist.

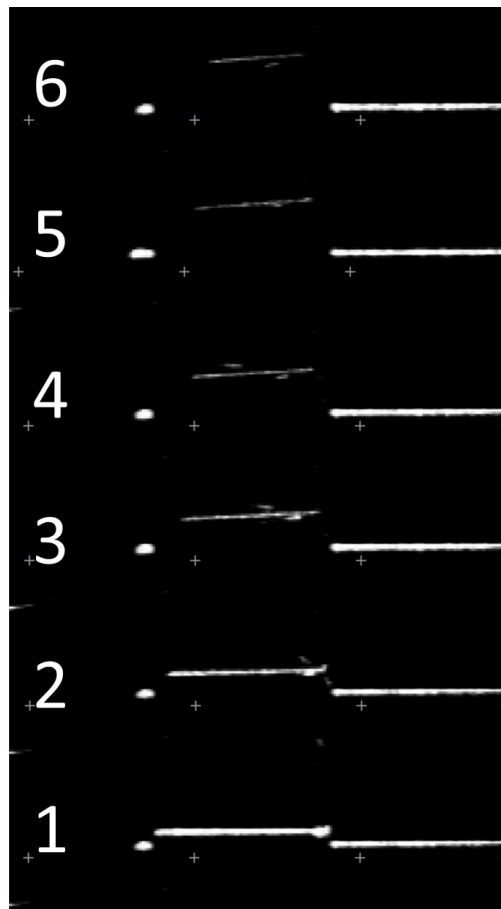


Abbildung 49: Aufnahme des CCD-Sensors des LPS zur Illustration der optischen Abschattung bei unterschiedlichem Öffnungsgrad der Lamelle; die Intensität des detektierten Streulichts entspricht der Weißfärbung

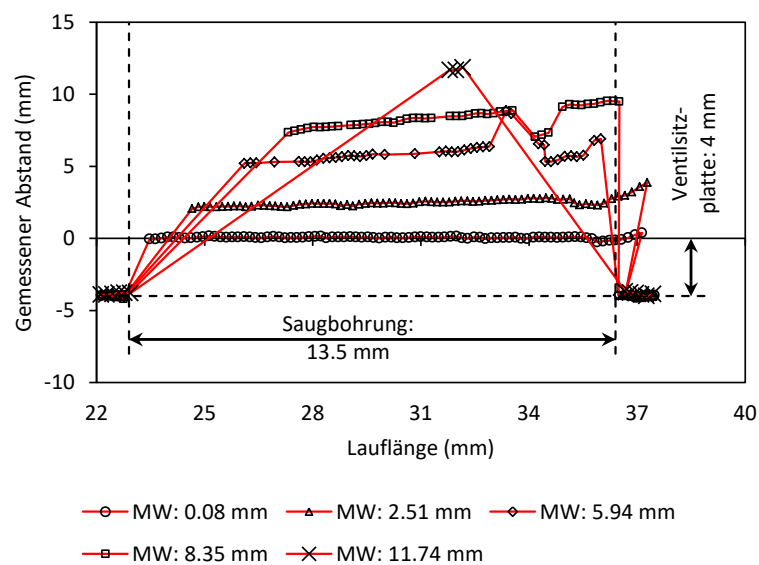


Diagramm 15: Vier exemplarische Öffnungsgrade der Sauglamelle zur Visualisierung des Einflusses der optischen Abschattung und Interferenz

Weiterführend stellt das Diagramm 15 vier exemplarische Öffnungsgrade der Lamelle dar. Hierbei sind die Bezeichnungen nach deren Mittelwerten gewählt. Insbesondere anhand der ersten beiden Kurven ist der Einfluss der Interferenz erkennbar. Dabei wird ein Teil der Lamelle detektiert, der eigentlich durch die Ventilsitzplatte verdeckt ist. Zusätzlich verdeutlicht die sukzessive geringer werdende Anzahl an Messpunkten pro Kurve den Einfluss der optischen Abschattung. Mit steigendem Abstand sinkt der detektierbare Anteil an reflektiertem Streulicht. Als Extremum sei hierfür auf den Verlauf der Kurve mit dem Mittelwert von 11.74 mm verwiesen, bei dem insgesamt nur drei Datenpunkte verfügbar sind.

Zusammengefasst ist das in diesem Abschnitt vorgestellte Phänomen der optischen Abschattung eine große Herausforderung beim Einsatz eines optischen Messverfahrens zur Erfassung der Ventildynamik. Die Menge an detektierbarem Streulicht nimmt mit steigender Öffnung der Lamelle ab. In der Folge wird die Anzahl an Datenpunkten in den Messreihen reduziert, die das größte Interesse erwecken, nämlich wenn der Kontakt mit dem Hubfänger stattfindet. Die in den geplanten Versuchen zum Einsatz kommende Sauglamelle besitzt einen Abstand von rund 3 mm. Demnach zeigen die Vorabversuche, dass trotz des Einflusses der optischen Abschattung, zuverlässig Abstandsinformationen des Ventils erfasst werden können.

d) Der Einfluss von Öl

Öl besitzt einen signifikanten, vielfach aus der Literatur (u. a. [11], [13], [14], [20], [33], [132], [162]–[164]) sowie der Praxis bekannten Einfluss auf das Verhalten der Lamelle. Insbesondere das Ökleben ist an dieser Stelle hervorzuheben. Hierbei wirkt eine zusätzliche Haftkraft im Spalt zwischen schwingfähigem Ventilkörper und –sitz der angreifenden Druckkraft entgegen. Diese verzögert in der Konsequenz den Öffnungsvorgang, wodurch der Druck im Arbeitsraum weiter ansteigen kann. Beim tatsächlichen Öffnen des Ventils strömt das Fluid dann mit einer höheren Beschleunigung durch den Spalt, die Aufprallgeschwindigkeit auf Fänger bzw. Sitz ist größer und folglich auch die strukturelle Belastung.

Nach dem aktuellem Stand der Technik werden in der Kältetechnik vornehmlich, abgesehen von Ausnahmen wie z. B. dem Danfoss Turbocor [165] oder dem Embraco Wisemotion [166], ölgeschmierte Verdichter eingesetzt. Auch das für die Versuche gewählte Modell gehört zu dieser Kategorie. Entsprechend ist der Einfluss auf den LPS sowie dessen Messwerterfassung zu untersuchen.

Zur Illustration wird der Boden eines zylindrischen Festkörpers mit einem Durchmesser von 46 mm mit einer geringen Menge Öl benetzt. Die Füllhöhe beträgt dabei ca. 1 mm. Auf diesen Film wirkt ein Luftmassenstrom mit einer Druckdifferenz von 0.5 bar zur Umgebung ein. Demnach entsteht ein Wellenschlag. Die fotografische Aufnahme dieses Phänomens ist in der Abbildung 50 dargestellt. In den Darstellungen wurde der Kontrast mithilfe des Verfahrens der Kantendetektion erhöht, um Unterschiede in den Reflexionskanten, wie sie vor allem durch lokale Akkumulationen von Öl entstehen, detektieren zu können. Ein Vergleich der beiden Fotografien der Abbildung 50 zeigt deutliche Unterschiede in der Kantenbildung. Beispielsweise variiert die Dicke des Teils des Laserstrahls, an der mit (1) markierten Position, deutlich. Dies weist auf eine größere Höhe des Ölfilms hin. Im Gegenzug sind in der rechten Abbildung bei

den mit (2) gekennzeichneten Stellen lokale Akkumulationen identifizierbar (2). Weiterhin, anhand der Verläufe der roten Konturen innerhalb der zylindrischen Bohrung, gut erkennbar (3), sind die Unterschiede im Reflexionsbild. Das vom LPS ausgesandte Laserlicht wird diffus reflektiert und in Abhängigkeit von der Schichtdicke gebrochen.

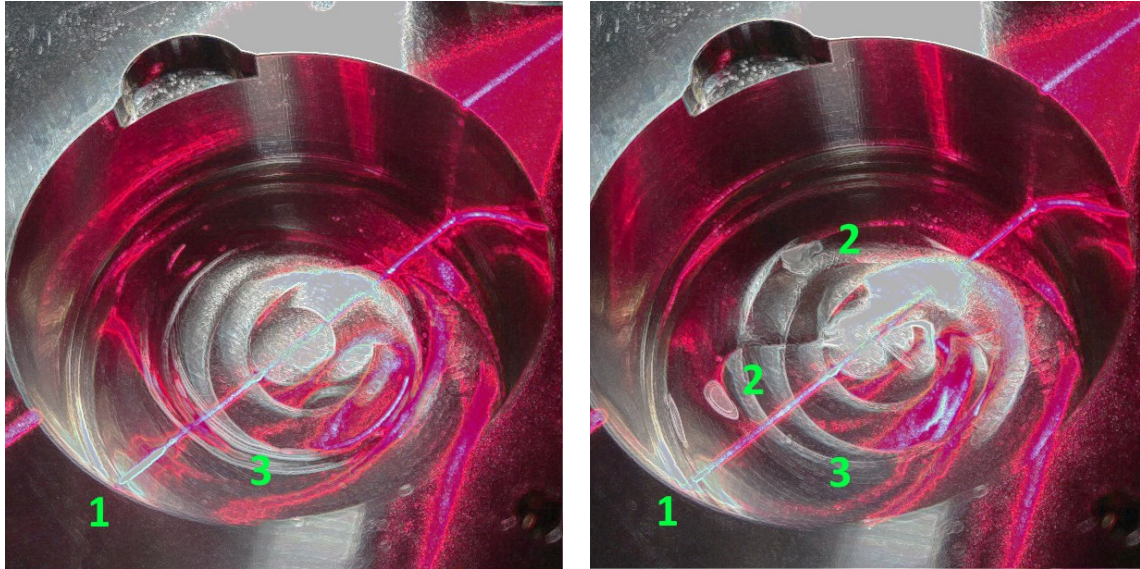


Abbildung 50: Fotografie des Wellenschlags des Öls zweier aufeinanderfolgende Zeitschritte; anhand der markierten Regionen sind die unterschiedliche Dicke des Ölfilms und in der Konsequenz veränderte Reflexion gut erkennbar

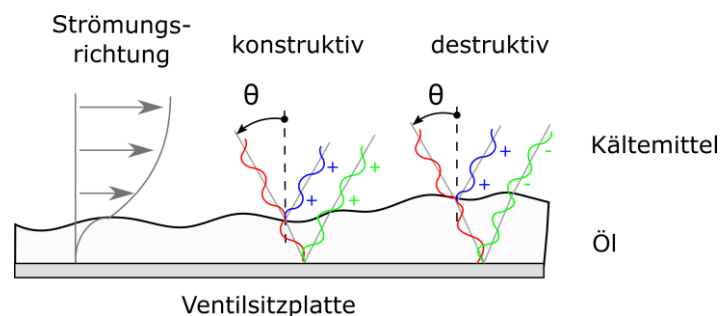


Abbildung 51: Schematische Darstellung der konstruktiven und destruktiven Interferenz an der Ölschicht; „+“ bezeichnet einen Wellenberg und „-“ ein -tal

Der direkte Einfluss auf die Messergebnisse soll mithilfe der Abbildung 51 erläutert werden. In dieser ist ein möglicher Zustand innerhalb eines Zylinderskopfs exemplarisch dargestellt. Über einen Festkörper, hier als Ventilsitzplatte ausgeführt, strömt ein Kältemittel und reißt dabei abgeschiedenes Öl mit. Einfallendes Licht wird einerseits von der festen Struktur und andererseits von der Oberfläche des Films reflektiert. Je nach deren Dicke und folglich der vom Licht zurückgelegten Weglänge, wird zwischen den Fällen der konstruktiven und destruktiven Interferenz unterschieden. Bei der erstgenannten sind die Wellenlängen der reflektierten Strahlenlänge in Phase und verstärken sich. Die Intensität des durch den LPS detektierbaren Streulichts erhöht sich. Beträgt die Schichtdicke des Öls allerdings genau ein Viertel der Wellenlänge des

einfallenden Lichts, löschen sich die reflektierten Strahlen gegenseitig aus. In der Folge kann keine Detektion durch den LPS erfolgen. Eine exemplarische Rechnung für die hier vorhandene Kombination von R449A, Polyolester (POE) Öl und Borosilikatglas ist im Anhang G ausgeführt. Diese zeigt, in welchem Spektrum die periodisch auftretende destruktive Interferenz die optische Abstandsmessung beeinflusst bzw. unterbindet.

Anwendungsseitig sind bereits Methoden zur Ölfilmdickenbestimmung durch den Wechsel zwischen konstruktiver und destruktiver Interferenz verfügbar und publiziert ([167]–[169]). Die hierfür benötigte Kameratechnik stand bei den durchgeführten Versuchen dieser Arbeit jedoch nicht zur Verfügung.

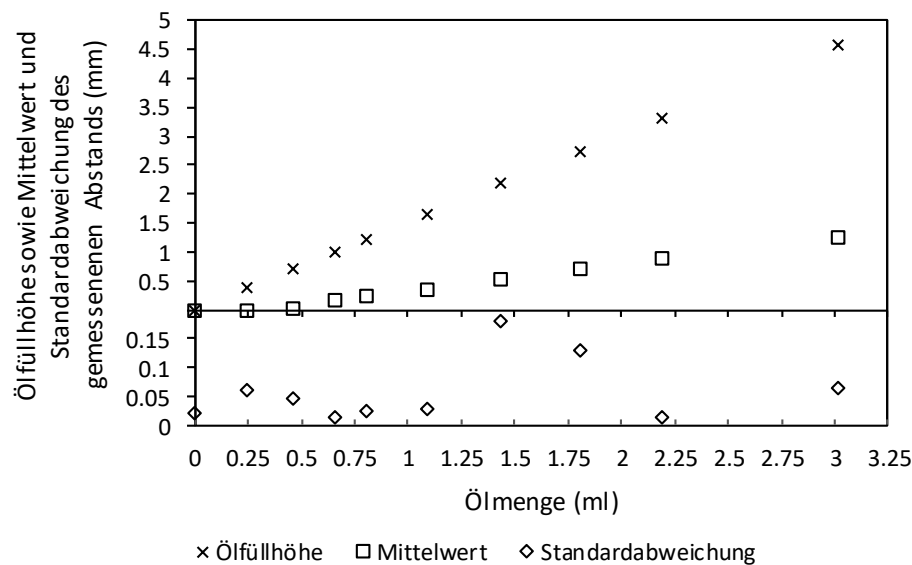


Diagramm 16: Einfluss der Ölmenge auf die Messergebnisse des LPS; oben: Öfüllhöhe; unten: Standardabweichung des gemessenen Abstands

Für eine betragsmäßige Bewertung des Einflusses sei auf Diagramm 16 verwiesen. In diesem sind durch den LPS gemessenen Abstandsinformationen bei verschiedenen Ölfüllmengen in einer Petrischale mit dem Innendurchmesser 29 mm dargestellt. Parallel ist im unteren Bereich die Standardabweichung von 100, bei einer Abtastrate von 50 Hz aufgenommenen Profilen, abgebildet. Mithilfe einer Spritze wird jeweils eine definierte Ölmenge in die Petrischale gegeben. Parallel erfolgt eine Kontrolle über eine elektronische Präzisionswaage des Typs PFB 3000-2 der Firma KERN & SOHN. Zur Minimierung von Effekten der Grenzflächenspannung mit der zylindrischen Außenwand² ist für die Bewertung der Standardabweichung der Messbereich auf einen Zentimeter in der Mitte der Petrischale beschränkt worden. Anhand von Diagramm 16 wird ersichtlich, dass sich die gemessenen Abstände bis zu einer Ölmenge von 0.47 ml bzw. einem Füllstand von rund 0.71 mm bis auf einen hundertstel Millimeter gleichen. In diesem Bereich beeinflusst das Öl die Messergebnisse nahezu nicht. Die Auswirkungen geringer Ölmenigen beschränken sich primär auf die Standardabweichung. Hintergrund hierfür ist vor-

² Bildung eines konkaven Meniskus mit einem der Hysterese unterlegenen Kontaktwinkel

nehmlich die unstat reflektierende Oberfläche, wodurch die Intensität des empfangenen Streulichts Schwankungen unterliegt. Erst bei einer Füllhöhe von 1 mm enthalten die Abstandsinformationen ein Offset von rund 0.16 mm im Vergleich zu der leeren Petrischale.

Insgesamt wird erkenntlich, dass mit der zunehmenden Schichtdicke der Brechungseinfluss des Öls dominant wird. In der Folge entsteht ein virtueller Höhenunterschied analog zu den Beschreibungen im Abschnitt b) des gleichen Kapitels. Für die Messung innerhalb eines realen Systems ist allerdings die Größenordnung des auf der Lamelle befindlichen Ölfilms entscheidend. In der Literatur sind diesbezüglich keinerlei Werte publiziert. Insbesondere im laufenden Betrieb wird die zu erwartende Ölfilmdicke auf kleiner als 1 mm geschätzt. Die angreifende Druckdifferenz sollte einen steten Abtrag bedingen, sodass größere Filmdicken nicht auftreten. Demnach ist höchstens ein Offset von zwei zehntel Millimeter bei einer Standardabweichung unterhalb von sechs hundertstel Millimetern zu erwarten.

Nachdem erste Erkenntnisse anhand eines grundlegenden Versuchs gewonnen wurden, folgt eine Analyse, die näher an der spezifischen Anwendung ist. Mithilfe einer Spritze (Abbildung 52), deren Kanüle direkt unterhalb der Saugbohrung endet (Abbildung 53), wird Öl in den Luftvolumenstrom eingespritzt. Dies ermöglicht die Zuführung einer beliebig großen Schmiermittelmenge auf die Lamelle, ohne die vorgeschaltete Messtechnik durchströmen zu müssen. Insbesondere der Volumenstromzähler ist aufgrund seines thermischen Massenströmsensors empfindlich gegenüber Partikeln und Flüssigkeitstropfen.



Abbildung 52: Einbringen von Öl in die Saugkammer mittels Spritze

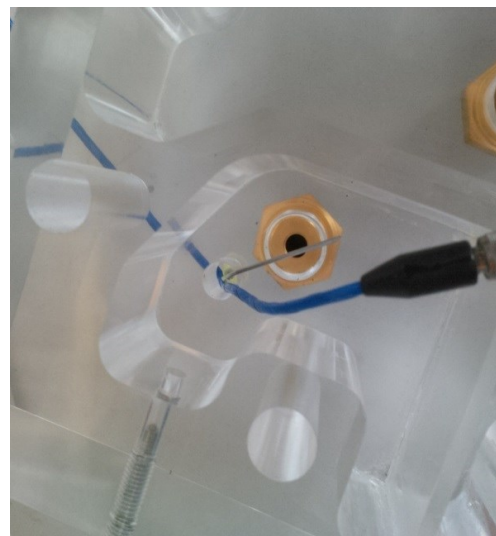


Abbildung 53: Innenansicht der Saugkammer der Abbildung 52

Weiterführend wird anhand von Abbildung 54 und Abbildung 55 deutlich, dass das eingespritzte Öl über die Lamellenspitze abfließt. Abbildung 55 zeigt dabei eine Fotografie von der Stirnseite der Lamelle. Die untere Kante des Acrylglases (2) entspricht dem Hubfänger. Gut erkennbar ist, dass im Stillstand ein gebildeter Tropfen (3) genügend Masseeinfluss besitzt, um die Lamelle (1) deutlich auszulenken. Hierzu sei angemerkt, dass die Vorspannkraft der Lamelle

aufgrund der niedrigeren Festigkeit der Acrylglasausführung des Zylinderkopfs und folglich dem geringeren Anzugsmoment der Schrauben kleiner ist.



Abbildung 54: An der Lamellenspitze hängender Öltropfen (Ansicht vom Arbeitsraum)

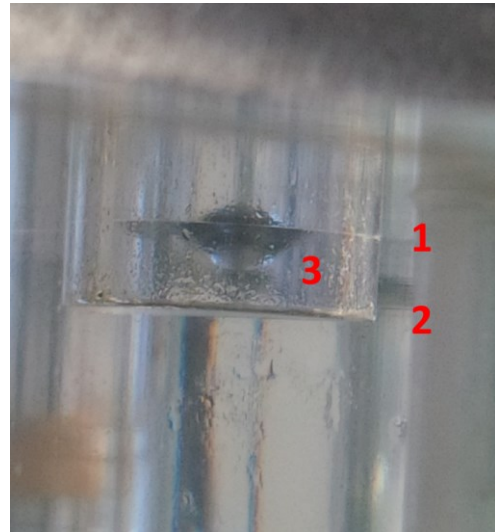


Abbildung 55: An der Lamellenspitze hängender Öltropfen (Ansicht von der Stirnseite); 1 – Lamelle; 2 – Hubfänger; 3 – Öltropfen

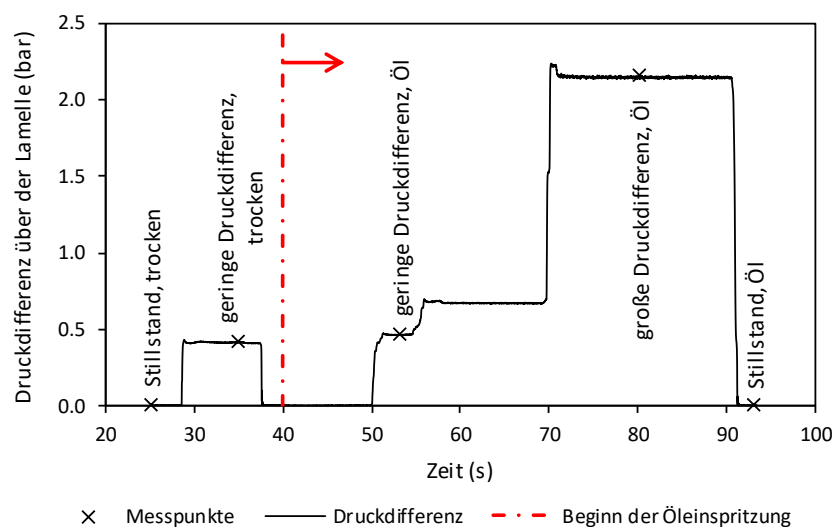


Diagramm 17: Verlauf der Druckdifferenz über der Lamelle für die Untersuchung des Öleinflusses mit markierten Messpunkten

Zum Treffen qualitativer Aussagen wurde eine Lamelle mit einem Druckverlauf entsprechend Diagramm 17 beaufschlagt und die parallel erfassten Profildaten ausgewertet. Die für den folgenden Vergleich verwendeten Zustandspunkte sind in der Tabelle 12 zusammengefasst. Ab dem Zeitpunkt $t = 40$ s wurden insgesamt 4 ml Öl über die in Abbildung 52 dargestellte Spritze in die Saugkammer injiziert. In den folgenden Darstellungen (Diagramm 17 bis Diagramm 20) gilt zu beachten, dass die Lamelle durch die Zylinderbohrung betrachtet wird. Dadurch ist

aufgrund der Abschattung, u. a. durch Einspannung und Hubfänger, nicht die volle Länge messtechnisch erfassbar. Die fixierte Seite entspricht dabei der Lauflänge von 0 mm, das freie Ende 60 mm. Weiterhin muss die Dicke der Lamelle bei den folgenden Darstellungen (Diagramm 17 bis Diagramm 20) beachtet werden. Die hier durch den LPS abgetastete Oberfläche ist die Unterseite der Lamelle. Deren Ruhelage ist schematisch mit einer gepunkteten Geraden markiert.

Tabelle 12: Zustandspunkte für die Bewertung zum Einfluss des Öls

Zustand	Zeitpunkt (s)	Druckdifferenz (bar)
Stillstand, trocken	25.1	0.00
geringe Druckdifferenz, trocken	35.0	0.41
geringe Druckdifferenz, Öl	53.1	0.46
große Druckdifferenz, Öl	80.1	2.16
Stillstand, Öl	93.0	0.00

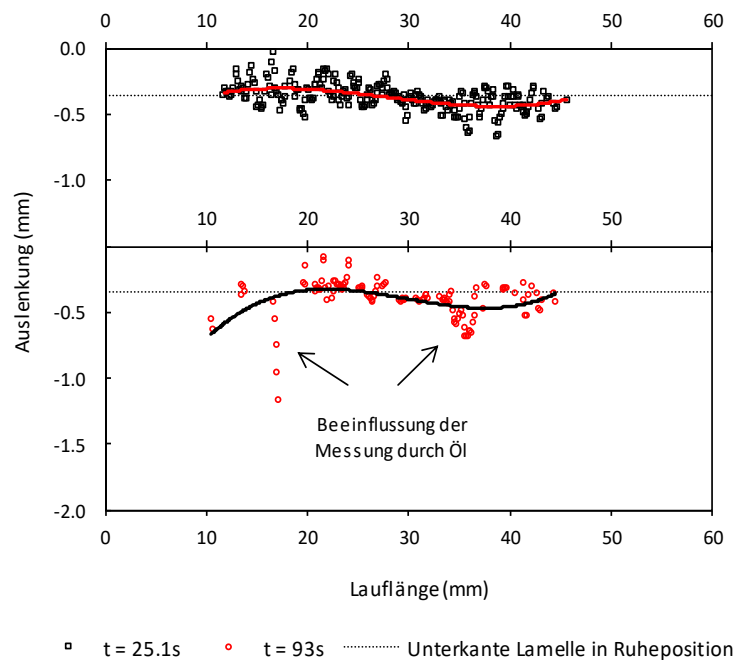


Diagramm 18: Profildaten unter Öleinfluss beim Stillstand (keine Druckbeaufschlagung); oben: ohne, unten: mit Öl

Bereits der Vergleich der Stillstandszustände, dargestellt in Diagramm 18, zeigt den massiven Einfluss von Öl auf das Messverfahren. Die Anzahl der erhaltenen Messpunkte reduzierte sich deutlich von 292 auf 157. Dies entspricht einem Rückgang auf ca. 53.8 %. Zudem zeigt sich bei einer Lauflänge von ca. 17 mm eine Reihe von Messpunkten, die nahezu senkrecht verläuft und aus dem Einfluss des Öls resultiert. Beide Phänomene sind durch zusätzliche Brechungs-, Streuungs- und Reflexionseinflüsse zu begründen. Das im Luftstrom mitgerissene Öl bildet Tröpfchen aus, weshalb sich eine Vielzahl von bewegten, abgerundeten Oberflächen statistisch im Messfeld des LPS bewegt. Schlägt sich das Öl nieder, wird die Kontur lokal verfälscht. Das Laserlicht dringt in den akkumulierten Tropfen ein und wird beim Wiederaustritt gebrochen

[170]. Entsprechend bewertet die im LPS befindliche Sensorik den Abstand falsch und projiziert die eigentliche Kante an eine fehlerhafte Position. Dies kann in jede beliebige Richtung erfolgen und offenbart sich zumeist erst bei der finalen Bewertung des Profils. In Diagramm 18 ist dies bei einer Lauflänge von ca. 35.5 mm zu erkennen. An dieser Position häufen sich die Messdatenpunkte. Die entstehende Kontur erscheint als Tropfen.

Insgesamt wird deutlich, dass die Kontur, die ohne den Einfluss von Öl eindeutig und plausibel bestimmbar ist, eine deutliche Verfälschung erfährt. Dementsprechend ist, bei der Menge an verwendetem Öl, die Qualität der Aussagen, wie auch das Bestimmtheitsmaß des Polynoms um rund 30 % geringer. Dennoch sind auch im bewegten System plausible Ergebnisse erhältlich. Als Beispiel hierfür dient Diagramm 19. Hierin sind zwei nahezu gleiche Druckbeaufschlagungen im Vergleich dargestellt. Anhand der angegebenen, linearen Näherungsfunktion wird deutlich, dass nur minimale Unterschiede zwischen den Zuständen bestehen. Diese können auf die leicht unterschiedliche Druckdifferenz über der Lamelle zurückgeführt werden.

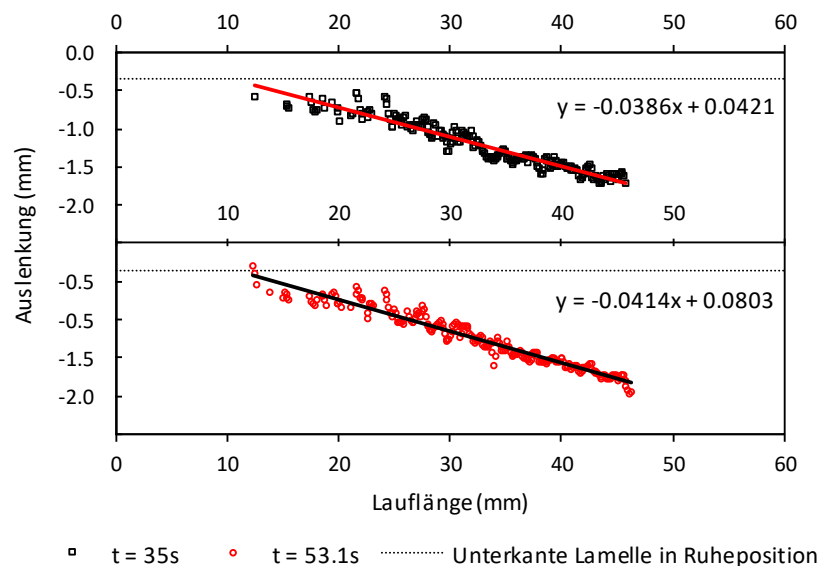


Diagramm 19: Profildaten unter Öleinfluss bei geringem Druckunterschied (0.41 bar bzw. 0.46 bar); oben: ohne, unten: mit Öl

Abschließend ist ein Zustand mit einer großen Druckdifferenz in Diagramm 20 abgebildet. Hierin sind die gleichen Phänomene erkennbar, die bei der Ermittlung der Trendlinie jedoch weniger ins Gewicht fallen. Deren Bestimmtheitsmaß liegt bei 0.94 und entspricht demnach einer guten Näherung. Zur weiteren Verdeutlichung der Einflüsse des Öls auf die Messwerte ist ein exemplarisches Fehlerband von 10 % zur Trendlinie hinzugefügt worden, mithilfe derer eine Kompensation der Effekte möglich wäre.

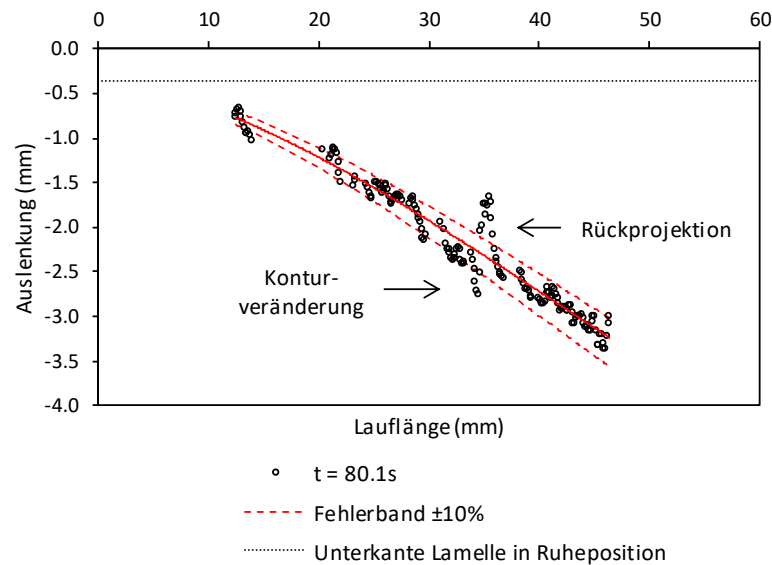


Diagramm 20: Profildaten unter Öleinfluss bei großem Druckunterschied (2.16 bar)

Zusammenfassend lässt sich ableiten, dass die Messungen mit dem LPS durch Öl z. T. deutlich beeinflusst werden. Besonders lokale Akkumulationen stellen höhere Anforderungen an die Auswertung. Hierbei sollte stets ein Vergleich mit dem physikalisch möglichen, sowohl in der Verformung, als auch in der Konturveränderung erfolgen. Des Weiteren konnte die Aussage des vorherigen Abschnitts bestätigt werden, dass sich während des Betriebs keine großen Ölfilmdicken auf der Lamellenoberfläche befinden. Die angreifende Druckdifferenz bedingt den bereits vermuteten Vorgang des Purgierens. Dabei mitgerissene Tropfen stören zwar die Messwerterfassung durch Abschattung, können aber zumeist bei der Auswertung im Nachgang gefiltert werden.

e) Vibrationen

Innerhalb einer Kälteanlage existiert eine Vielzahl an Komponenten, die Vibrationen erzeugen bzw. modulieren können. Das dominierende Element stellt hierbei der Verdichter dar. Im Rahmen dieser Arbeit wird kein frequenzgeregeltes Modell verwendet. Der Vorteil dieser Einschränkung besteht in dem stationären Charakter der Prozessparameter der Kälteanlage. Ein Frequenzumrichter passt die Drehzahl typischerweise an die benötigte Leistung an [171]. Diese Adaption erfolgt innerhalb einer gewissen Schwankungsbreite der Regelparameter bzw. Messgrößen, weswegen sich kein konstanter Messpunkt einstellt. Zusätzlich bedingt die zielgerichtete Ansteuerung von Frequenzen, dass verschiedene Resonanzfrequenzen der Anlage sowie deren Bestandteile durchfahren werden, wodurch eine zusätzliche Schwingungsanregung anderer Komponenten forciert wird [172]. Ähnlich verhält es sich bei Frequenzumrichtern, die eine direkte Vorgabe der Drehzahl erlauben. Im Gegensatz zum Betrieb des Asynchronmotors am Netz mit fester Frequenz der Speisespannung sind in der Spannung des Umrichters starke Oberwellenanteile enthalten, die zu einer zusätzlichen Anregung des mechanischen Gesamtsystems führen [173]. Aus diesen genannten Gründen, wird in dieser Arbeit

auf den Frequenzumrichter verzichtet. Ein Betrieb bei gleicher Drehzahl erlaubt die direkte Festlegung von Hoch- und Niederdruck. Entsprechend wird in jedem Arbeitsspiel derselbe Prozess stattfinden, was wiederum bedeutet, dass sich die Lamelle stets vergleichbar bewegt.

Da der LPS den Bewegungsablauf der Sauglamelle aufnehmen soll, ist eine lokale Nähe zwischen diesem und dem Verdichter unabdingbar. Im Gegenzug wird ein definierter Abstand aufgrund der Winkelbeziehung zwischen ausgesandtem Laser- und detektiertem Streulicht benötigt. Die Möglichkeiten der konstruktiven Umsetzung beschränken sich dabei einerseits auf eine direkte Befestigung am Verdichter und andererseits auf eine separate Halterung, wie einen Werkstattkran, die bei Bedarf positioniert wird. Letztgenannte Option besitzt den Nachteil, dass nur der Verdichter vibriert. Folglich detektiert der LPS nicht die Lamelle, sondern das sich stetig bewegende Schauglas. Dieses Phänomen ist bereits durch Buligan und Kollegen [39] beschrieben worden und wird in dieser Arbeit durch eine direkte Befestigung am Verdichter umgangen. Bei einer direkten hardwaretechnischen Kopplung kann sich allerdings die Weiterleitung von Vibrationen negativ auswirken. Hierfür können Gaspulsationen ([25], [33], [89]) als Beispiel angeführt werden. Entsprechend ist bei der Konstruktion der Befestigung, neben der fertigungsgerechten Gestaltung, die Durchführung einer Modalanalyse sinnvoll. Diese Ermittlung der Eigenfrequenzen der Baugruppe ermöglicht die Bewertung des Abstands von der Betriebsfrequenz des Verdichters, sowie des Potentials der Anregung zum freien Schwingen. Dies kann bis zur Resonanzkatastrophe, also der Zerstörung durch überhöhte Schwingungsamplituden im Resonanzfall, führen. Im vorliegenden Fall zeigte sich, dass die ursprünglich geplante Wandstärke des Haltewinkels von 5 mm eine Resonanzfrequenz 1. Ordnung von 21.58 Hz aufweist, die der Betriebsfrequenz des Verdichters (vgl. gemessenes Amplitudenspektrum in Diagramm H2 im Anhang) sehr nahekommt. Aufgrund der Polpaarzahl des Verdichters von zwei wird die Netzfrequenz halbiert. Zieht man weiterhin den Schlupf des Motors mit rund 2 % in Betracht resultieren demnach rund 24.5 Hz. In Anbetracht dessen, dass die Modalanalyse eine Vorausberechnung ist, entspricht der Abstand von rund 3 Hz einer zu geringen Sicherheit. Eine Verdoppelung der Wandstärke des Haltewinkels verschiebt die 1. Ordnung auf rund 56 Hz und somit in einen sicheren Bereich.

5.2.4 Vergleich des Laser-Profil-Scanners mit den Dehnungsmessstreifen

a) Der Linear-DMS

Zur Validierung der Messergebnisse des LPS bietet sich der Vergleich mit einem bewährten, häufig in der Literatur (z. B. [13], [26], [36], [86], [111], [174]–[176]) zu findenden Verfahren an. Aus diesem Grund wurde eine Sauglamelle mit zwei DMS ausgerüstet und im Anschluss zeitgleich mit dem Laser abgetastet (Abbildung 56).

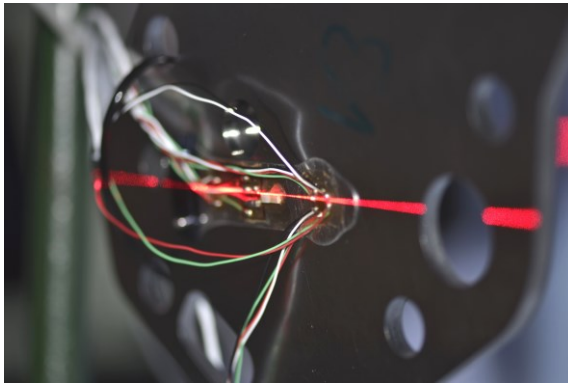


Abbildung 56: Laserlinie auf der mit DMS ausgerüsteten Lamelle

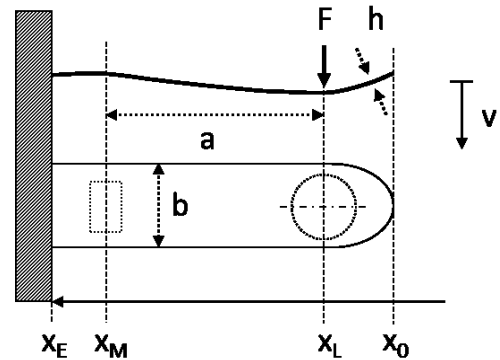


Abbildung 57: Schematische Darstellung der Verformung anhand der Biegebalkentheorie

Generell ermöglichen DMS keine Erfassung des Hubs, sondern nur von relativen Längenänderungen. Diese führen zu einer direkt proportionalen Widerstandsänderung, welche mithilfe der Biegebalkentheorie über eine ermittelte Hilfskraft zu einer Verformung umgerechnet wird. Dieser Ansatz ist jedoch nur für das zeitliche Intervall nutzbar, bei dem kein Kontakt zum Hubfänger existiert. Dies ist durch die geänderte Auflagerreaktion bedingt. Hierzu sei auf die bereits im Kapitel 3 eingeführte Abbildung 7 verwiesen, die die folgenden Ausführungen grafisch repräsentiert. Während der in Abbildung 57 dargestellte Fall in der Technischen Mechanik durch einen einseitig eingespannten Balken beschreibbar ist [177], ändert sich diese Situation mit dem Kontakt zum Hubfänger zu einem Kragbalken mit Endlager. In der Folge verschiebt sich dieses dann sukzessive während des Abrollvorgangs der Lamelle auf dem Begrenzer in Richtung der Einspannstelle. Dabei ändert sich die Auflagerreaktionen erneut. Aus diesem Grund sind die für den Vergleich durchgeführten Versuche ohne Hubfänger realisiert worden.

Zur Ermittlung des Hubs aus den gemessenen Dehnungsinformationen wird das im Folgenden beschriebene Formelwerk benötigt [177]. Unter Verwendung der Gleichungen (5.5) und (5.6) sowie anschließendes, zweimaliges Integrieren, kann mit (5.7) die Verschiebung v an einem spezifischen Punkt auf der Lamelle berechnet werden. Anmerkend sei erwähnt, dass die Breite der Lamelle eine Funktion der Ortskoordinate sein kann und entsprechend zu anzupassen ist.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \varepsilon \cdot E \quad \dot{v} = -\frac{M_b}{W_b} \quad M_b = F \cdot a \quad (5.5)$$

$$W_b = \frac{I(x)}{|y_{max}|} = \frac{1}{6} b(x) \cdot h^2 \quad (5.6)$$

$$v_{max} = \frac{F \cdot x_E^3}{3 \cdot E \cdot I(x)} \quad (5.7)$$

$$v = v_{max} \left(1 + \frac{3}{2} \frac{a}{x_E - x_L} - \frac{a^3}{2 \cdot (x_E - x_L)^3} \right)$$

Die ermittelten Verformungen, die schlussendlich dem Ventilhub entsprechen, sind im Diagramm 21 dargestellt. Als Ortskoordinate wurde der Mittelpunkt der Saugbohrung x_L gewählt, weil die Stelle mit der maximalen Auslenkung durch den Hubfänger verdeckt ist und somit für einen Vergleich nicht zur Verfügung steht. Für die Darstellung ist die Anzahl der Datenpunkte der Lasermessung aus Gründen der Lesbarkeit um einen Faktor von acht reduziert.

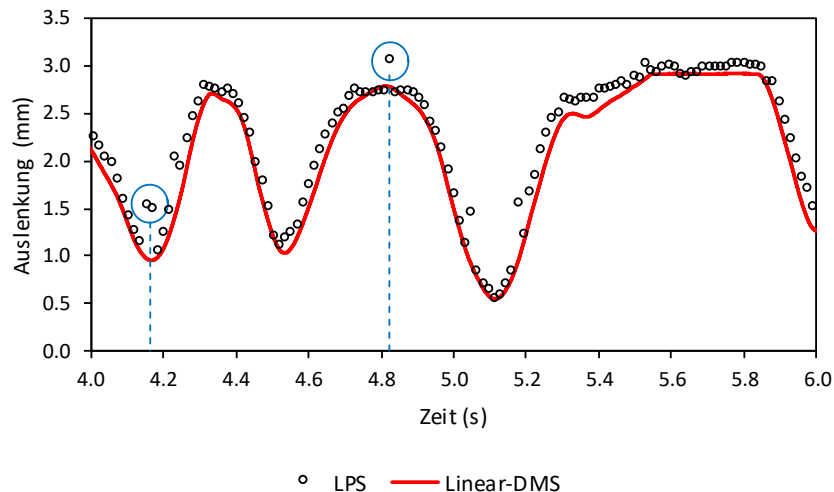


Diagramm 21: Vergleich der gemessenen Ventilhübe von Linear-DMS und LPS; blau markiert: Zeitpunkt an dem sich das Kabel des DMS in den Lichtkegel des LPS bewegt hat

Da der Laser das reflektierte Streulicht mit dem ausgesandten Licht in Relation bringt, wird jedes Objekt, das sich während einer Messung innerhalb des Lichtkegels bewegt, erfasst. Dies ist beispielsweise zu den markierten Zeitpunkten 4,16 s und 4,82 s im Diagramm 21 ersichtlich. An dieser Stelle bedingte die Lamellenbewegung eine Verschiebung der Kabel des Linear-DMS. Weiterhin wird stets ein minimaler Abstand erkennbar. Dieser ist den Aufbauten auf der Lamelle, also den beiden DMS, dem PT100, der Folie, dem Abdeckmittel sowie den Lötunkten, geschuldet. Nichtsdestotrotz wird die sehr gute Übereinstimmung der beiden Messmethoden deutlich.

b) Der Rosetten-DMS

Nach dem grundlegenden Nachweisen der Einsatzfähigkeit zur direkten Verformungsmessung kann die Untersuchung zur Verdrehung bzw. –kipfung der Lamelle erfolgen. Diese wird durch Asymmetrien in der Anströmung oder Befestigung begünstigt, ist bisher messtechnisch aber nur wenig untersucht (vgl. Kapitel 2). Prinzipiell kann ein Rosetten-DMS hierfür eingesetzt werden. In dieser speziellen Bauform werden drei Linear-DMS unter einer definierten Winkelbeziehung appliziert. Dies ist schematisch in Abbildung 58 und im realen Anwendungsfall in Abbildung 59 dargestellt. Werden die einzelnen Dehnungsinformationen entsprechend der Hauptdehnungsrichtungen skaliert (Gleichungen (5.8) bis (5.10) gemäß [178]), ist eine Analyse mit dem bereits im Abschnitt a) eingeführten Formelwerk möglich. Die Wichtigkeit dieses Zwischenschritts verdeutlicht die Abbildung 59. Ein Vergleich der, durch die schwarze Nulllinie des Geometrie-Dreiecks dargestellten Hauptdehnungsrichtung ε_Q mit der Mittellinie des DMS

2, der sich auf der 3 Uhr Position der Rosette befindet, verdeutlicht einen Winkelversatz von rund 14° . Dieser ist bei der Montage entstanden. DMS werden zumeist händisch geklebt. Dabei ist ein mehrere Sekunden langer Anpressdruck nötig, bei dem eine leichte Verschiebung auf dem Träger möglich und wahrscheinlich ist. Allerdings entspricht damit die Hauptdehnungsrichtung nicht mehr, wie eigentlich gewünscht, der Symmetrieachse der Lamelle.

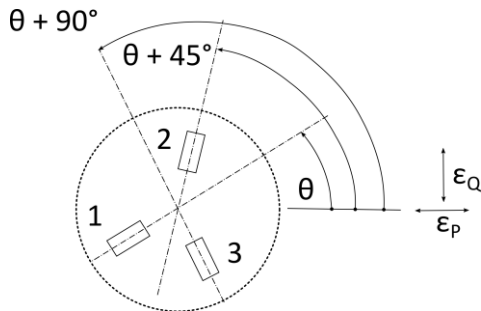


Abbildung 58: Hauptdehnungsrichtung und Winkelversatz an einem Rosetten-DMS [178]

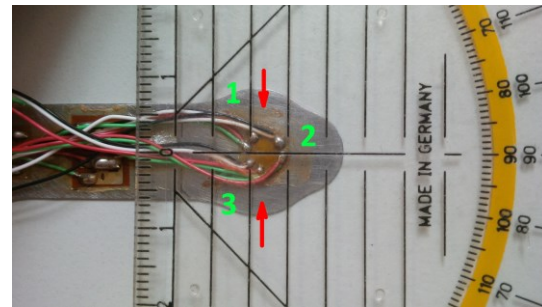


Abbildung 59: Winkelversatz des applizierten Rosetten-DMS auf der Lamelle; die Nummerierung erfolgt gemäß Abbildung 58; rot: Messstelle für die Verkipfung

Die zweite Hauptdehnungsrichtung ε_P steht in einem 45° Winkel zum DMS 1 der Rosette. Demnach entspricht ein Öffnungsvorgang der Lamellen, der parallel zur Ventil Sitzplatte stattfindet, einer Stauchung in ε_Q Richtung. Die Werte besitzen folglich ein negatives Vorzeichen. Bei einer Betrachtung der Verdrehung um die Hauptdehnungsrichtung ε_Q bedeutet ein negatives Vorzeichen eine Aufwärtsbewegung des DMS 3 und gleichzeitig, dass sich DMS 1 nach unten neigt.

$$\varepsilon_{P,Q} = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} \pm \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \quad (5.8)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left(\frac{\varepsilon_1 - 2\varepsilon_2 + \varepsilon_3}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right) \quad (5.9)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{\varepsilon_P + \varepsilon_Q}{2} + \frac{\varepsilon_P - \varepsilon_Q}{2} \cos(2\theta) \quad (5.10)$$

Für den nun folgenden Versuch wurde die Lamelle ausgelenkt und an ihrem breiten Ende, welches sich in Höhe der Saugbohrung befindet, gekippt. Dabei sind die angreifenden Kräfte sowie der entsprechende Hebelarm für eine Extremwertbetrachtung variiert worden. Der LPS wurde um 90° gedreht und auf die Mitte des Rosetten-DMS fokussiert. In der Folge sind stets ein Löt看punkt sowie ein Draht in den Messungen erkennbar (vgl. rote Pfeile in Abbildung 59 und Abbildung 60). Da ein Vergleich der betragsmäßigen Auslenkungen, die durch Subtraktion der z-Koordinaten des linken und rechten Endes der Lamelle berechnet werden, erfolgt, ist kein Einfluss auf die Ergebnisse vorhanden (vgl. Abbildung 60).

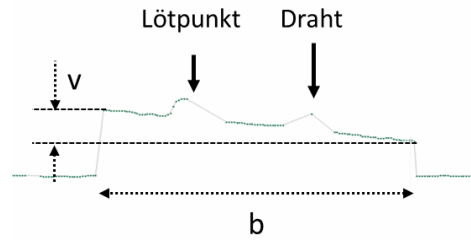


Abbildung 60: LPS Aufnahme der Messung der Verkipfung; z-x-Ebene

Die folgenden Diagramme (Diagramm 21 bis Diagramm 23) stellen die zeitlichen Verläufe des Winkels zwischen der Hauptdehnungsachse und dem ersten DMS der Rosette (Diagramm 22), die zugehörigen Hauptdehnungen (Diagramm 23) sowie den Vergleich der gemessenen Hübe (Diagramm 24) dar.

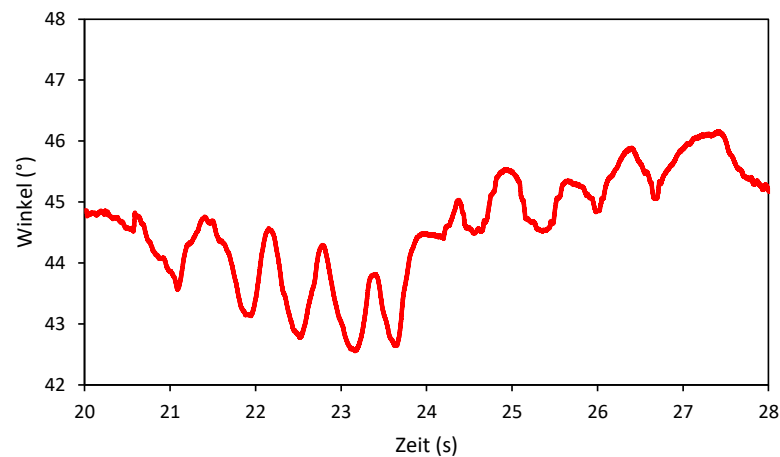


Diagramm 22: Winkel zwischen gemessener Hauptspannung und Rosetten-DMS 1

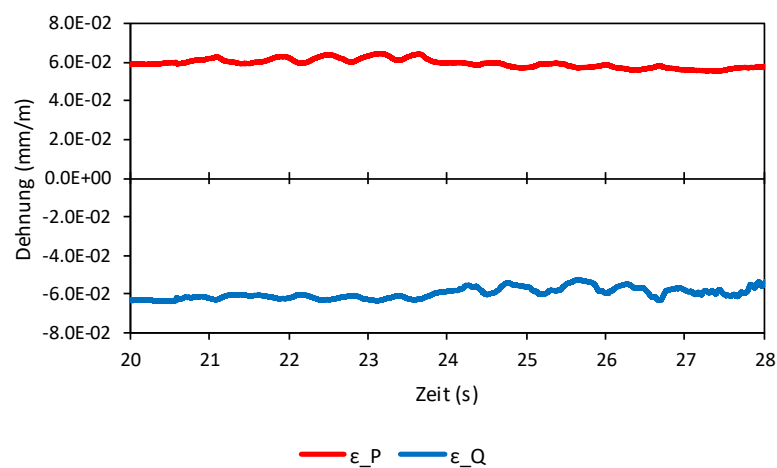


Diagramm 23: Hauptdehnungen entsprechend der Notation in Abbildung 58

Zwar ist zwischen den beiden dargestellten Messmethoden in Diagramm 24 ein Versatz existent, doch die Extrema stimmen sowohl in ihrer relativen Größe, als auch in der zeitlichen Abfolge überein. Hierbei ist anzumerken, dass mindestens einer der DMS der Rosetten bereits vorgedehnt ist. Folglich sind die resultierenden Hauptdehnungen, selbst in der Ruhelage nicht null. Weiterhin wird der beschriebene Berechnungsprozess bei alternierenden Winkeln zunehmend anspruchsvoller. Ändern sich diese, wie in Diagramm 22 dargestellt, sind das Flächenträgheits- und das Widerstandsmoment stets anzupassen. Diese beiden Größen der Technischen Mechanik sind u. a. Funktionen der geometrischen Parameter Breite und Dicke der Lamelle [177]. Entsprechend ändern sich diese Konstanten in Abhängigkeit des Kraftangriffspunktes. Folglich ist, je nachdem welche Hauptdehnungsrichtung dominiert, die Kraftberechnung zu modifizieren.

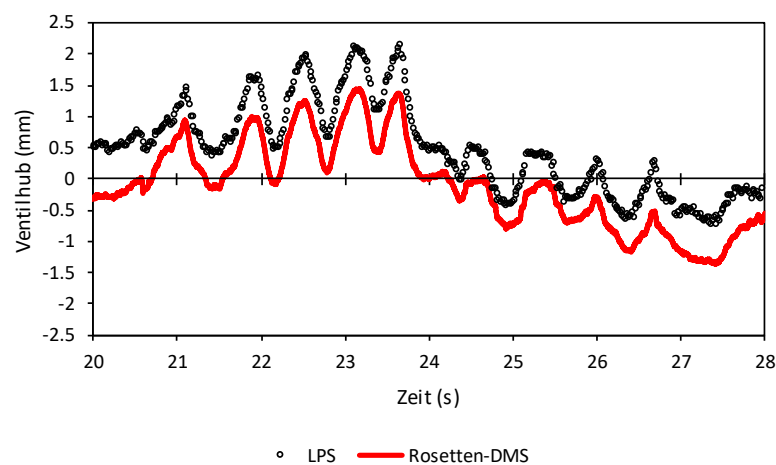


Diagramm 24: Vergleich der gemessenen Ventilhübe von Rosetten-DMS und LPS

c) Beeinflussung des Setups durch DMS und Fazit

Zusammenfassend wird anhand der vorherigen beiden Abschnitte ersichtlich, dass mit den Messverfahren LPS und DMS vergleichbare Ergebnisse ermittelbar sind. Als signifikanter Vorteil des optischen Systems kann die einfache und daher weniger fehleranfällige Auswertung angeführt werden. Die Beachtung geometrischer Parameter, Kraftangriffspunkte, Temperaturen und Hauptdehnungsrichtungen ist bei der Verwendung von DMS ebenso essentiell, wie die Verwendung der korrekten Berechnungsgrundlage der Auflagerreaktion. Durch die Unterschiede in der Aufnahme der Kräfte in den verschiedenen, denkbaren Situationen, denen die Lamelle während eines Arbeitsspiels ausgesetzt ist, verändert sich stets auch die resultierende Biegelinie. Inwieweit das bisher bei den Versuchen mit DMS korrekt beachtet wurde, lässt sich anhand der durchgeführten Literaturrecherche nicht erkennen (vgl. Kapitel 2).

Abschließend besitzen die applizierten DMS, zusammen mit dem PT100, den Lötunkten, Folie, der Verkabelung und dem Abdeckmittel noch einen Einfluss sowohl auf die Masse als auch auf die Ventildynamik. Eine Quantifizierung ist durch den stark positionsabhängigen Einfluss

schwer. Für eine grobe Abschätzung können die Messdaten der Firma Tokyo Measuring Instruments Laboratory Co., Ltd. herangezogen werden ([179] und Diagramm 25).

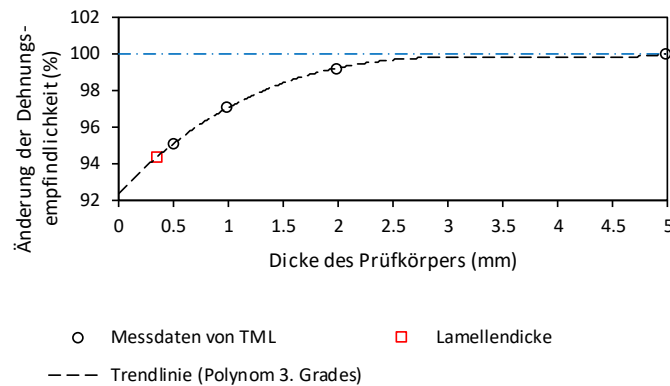


Diagramm 25: Einfluss der Prüfkörperdicke auf die Dehnungsempfindlichkeit des DMS [179]

Hierin wurden verschiedene Prüfkörperdicken mit einer festen Kombination von DMS und Klebstoff hinsichtlich ihrer Dehnungsempfindlichkeitsänderung untersucht. Anhand der Daten wird ersichtlich, dass die Sensitivität deutlich mit geringerer Dicke abnimmt. Ursächlich hierfür ist der „strain gauge constraint effect“ bzw. DMS-Randbedingungseffekt. Dieser beschreibt den Umstand, dass die herstellerseitige Prüfung mit einem Elastizitätsmodul für Stahl von 206 GPa erfolgt. Durch eine Installation auf anderen Materialien, wie beispielsweise Kunststoff, wird der k-Faktor³ reduziert. In Bezug auf die Prüfkörperdicke verändern die DMS in Kombination mit Klebstoff und Abdeckmittel den Elastizitätsmodul. Die hier verwendete Lamelle besitzt eine Dicke von 0,35 mm (siehe Abbildung 11 und Tabelle 1). Ein exemplarisches Eintragen in die erweiterte Trendlinie im Diagramm 25 zeigt, dass die Dehnungsempfindlichkeit auf ca. 94,4 % reduziert wäre. Dementsprechend besäße der DMS bereits nach dem Klebevorgang einen Fehler von rund 5,6 %.

Erschwerend kommt ein versteifender Effekt der Lamelle durch die Aufbauten hinzu. Diesen im Vorfeld zu quantifizieren ist vergleichsweise schwierig, da die Menge von verwendetem Lötzinn und Abdeckmittel u. a. vom jeweiligen Montageprozess abhängig ist. Liegt die Lamelle vor, lässt sich mithilfe einer Analyse des exponentiellen Abklingverhaltens die Veränderung beurteilen. Hierfür bietet sich eine einseitige Einspannung ohne begrenzende Bauelemente an. Der jeweils durchgeführte Schwingungsprozess wird bis zur Beendigung aufgenommen. Die anschließend an die Messwerte angelegte Hüllkurve besitzt grundlegend die folgende, allgemeine Form:

$$a(t) = a_0 e^{-\lambda \cdot t} + b \quad (5.11)$$

³ Linearer, DMS-spezifischer Faktor, der den Zusammenhang zwischen Dehnung und Widerstandsänderung beschreibt.

Hierin beschreibt die Abklingkonstante λ die Geschwindigkeit des Abbaus der Schwingung. Ein Vergleich der in Diagramm 26 und Diagramm 27 dargestellten Werte, zeigt einen Faktor von 10 zwischen den Aufbauten mit respektive ohne DMS. Diese signifikant schnellere Schwingungs-dämpfung muss bei der Bewertung der Ergebnisse beachtet werden. In der Literatur sind diesbezüglich keine Informationen zu finden.

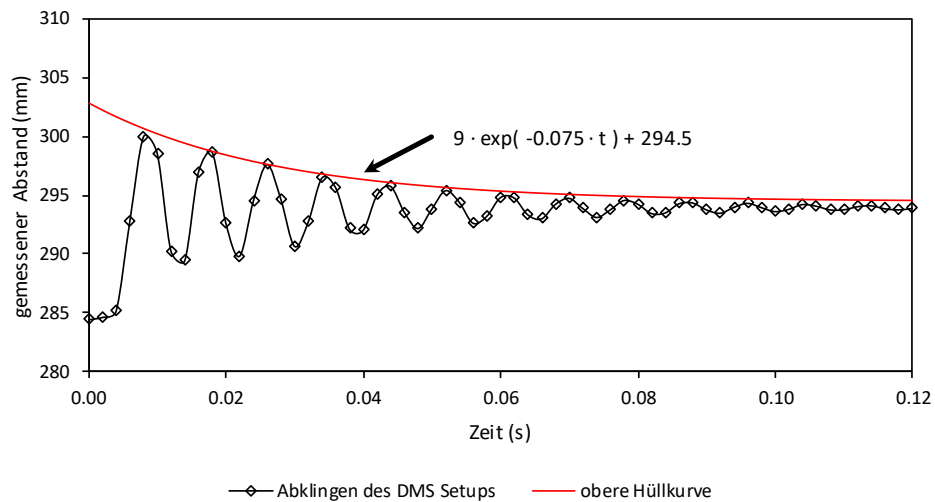


Diagramm 26: Ermittelte Abklingkurve der Lamelle mit DMS Aufbauten

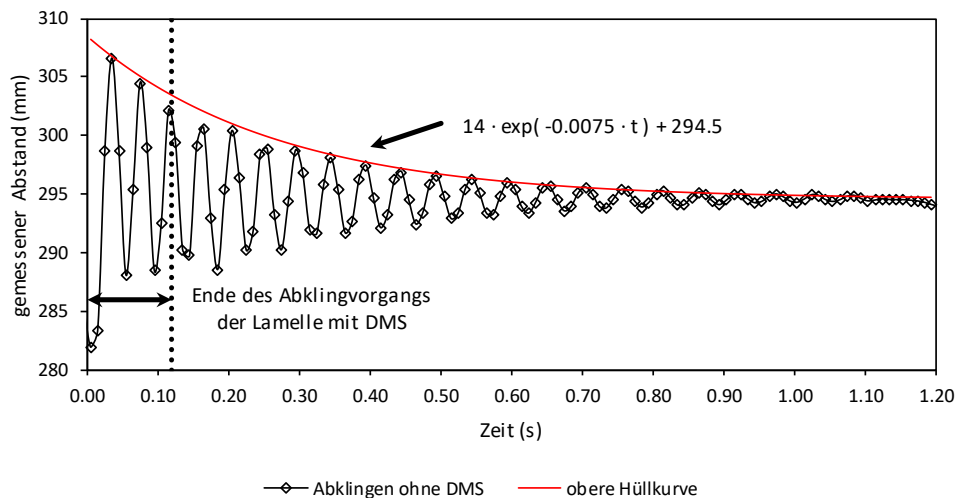


Diagramm 27: Abklingkurve der Lamelle ohne DMS Aufbauten

Abschließend kann die bereits erwähnte Gewichtsänderung wiederum direkt messtechnisch erfasst werden. Im Fall der vorliegenden Lamelle hat sich die Masse durch die genannten, zu den DMS gehörigen Aufbauten von rund 2.3 g auf ca. 4.65 g verdoppelt⁴. Infolgedessen verringert sich die Eigenkreisfrequenz. Bei einer als gleichbleibend angenommen Federrate, nach Gleichung (5.12), um einen Faktor von 0.707.

⁴ Erfasst mit der elektronischen Präzisionswaage des Typs PFB 3000-2.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (5.12)$$

Der gesamte Feder-Masse-Schwinger, der für ein Wirkungsgradmaximum nahe der Resonanz aufgelegt werden sollte, wird somit verstimmt [18].

Insgesamt spricht die starke Beeinflussung des Feder-Masse-Schwinger-Systems Ventil an dieser Stelle gegen die Verwendung von DMS und für die vermehrte Anwendung kontaktloser Messverfahren, wie dem LPS.

5.3 Verdichterleistungsprüfstand

5.3.1 Allgemeiner Aufbau

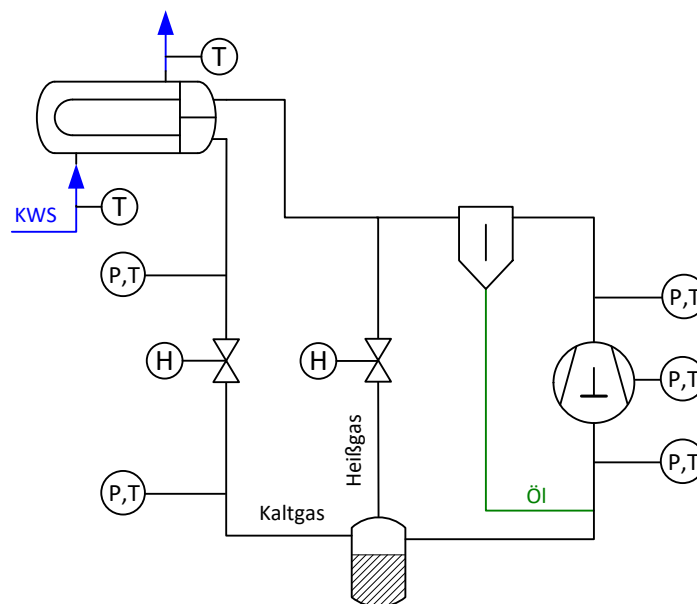


Abbildung 61: Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild des Verdichterleistungsprüfstands

Zur Analyse des Ventilverhaltens innerhalb einer Kälteanlage, wurden Versuche an einem Leistungsprüfstand bei der Firma BITZER in Schkeuditz durchgeführt. In diesem ist das Prinzip der Teilkondensation realisiert (vgl. Abbildung 61). Demnach wird ein Teil des Heißgases direkt nach der Verdichtung entspannt und mit dem restlichen Gas, dessen Wärmeabfuhr über einen Kaltwassersatz (KWS) erfolgt, in einem Speicherbehälter gemischt. Dabei beschränkt die Kühlung durch das bereitgestellte Kaltwasser die Einsatzgrenzen. Ist diese zu gering, steigen sukzessive die Sauggas- und in der Konsequenz die Druckgastemperatur an. Ein stationärer Zustand kann somit nicht erreicht bzw. gehalten werden. Im hier betrachteten Fall bedeutet das, dass die Kondensationstemperatur zwischen 20°C und 50°C liegen muss. Für eine Vergleichbarkeit mit den Experimenten am Komponentenprüfstand folgt das Kondensationsniveau erneut zu 30°C. Die Verdampfungstemperaturen werden analog anhand der Druckverhältnisse bestimmt. Das Einstellen der Massenströme erfolgt mithilfe von Handventilen. Weiterhin wird

die bereits im Abschnitt 5.2 angeführte Messtechnik, mit Ausnahme der DMS, verwendet. Der Vibrationsaufnehmer befindet sich, im Gegensatz zu den Versuchen am Komponentenprüfstand, an der Außenseite des Zylinderkopfs. Hintergrund hierfür ist vor allem die ungesicherte Verträglichkeit mit den umgebenden Medien. Weiterhin wird der optische Zugang zum Verdichter durch die Schauglasplatte (vgl. Abschnitt 5.2.3b)) gewährleistet. Der schlussendlich realisierte Aufbau ist in der Abbildung 62 bzw. Abbildung 63 dargestellt.

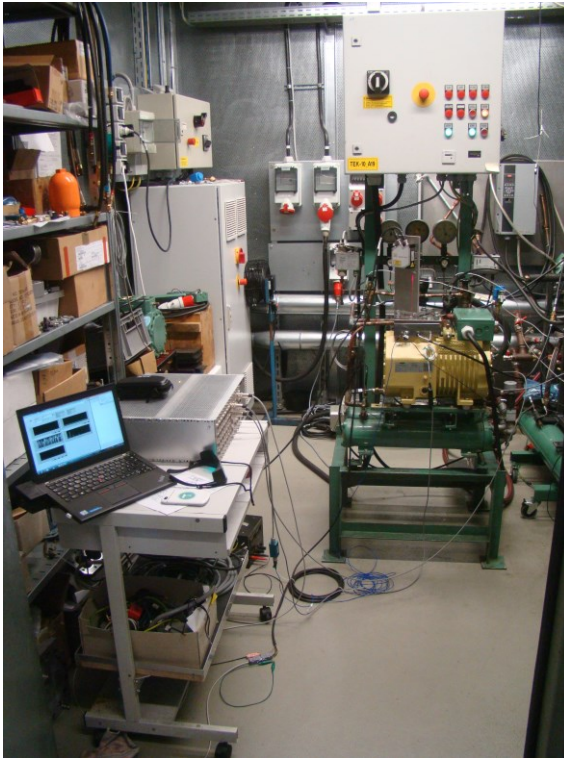


Abbildung 62: Totale der Messzelle

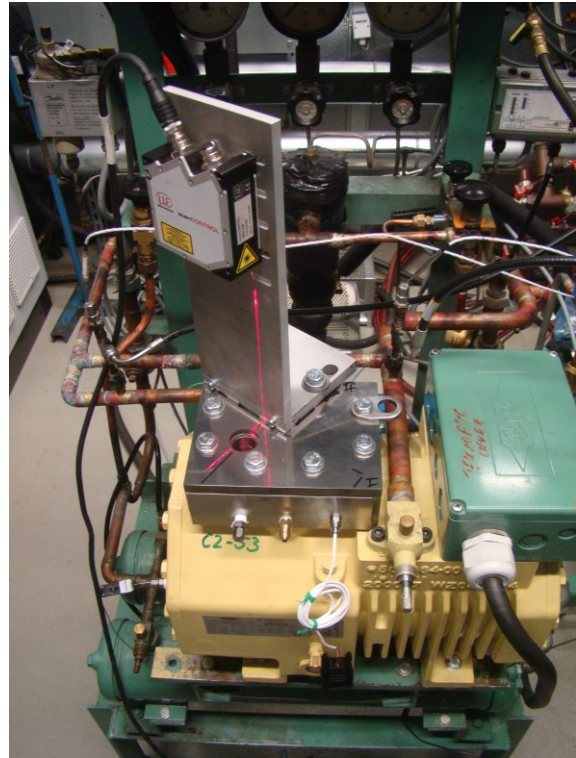


Abbildung 63: Detail des Verdichters mit installiertem LPS; Im Hintergrund sind die Handventile zur Einstellung von Hoch- und Niederdruck sowie der Speicherbehälter zu erkennen

5.3.2 Zu erwartender Ölwurf

Analog zu den Versuchen am Komponentenprüfstand wird der LPS auf die Sauglamelle ausgerichtet. Bei dem sich anschließenden Starten des Verdichters fördert dieser, prozessbedingt, neben dem Kältemittel auch Öl. Aufgrund dessen signifikanten Einfluss auf die optischen Messverfahren (vgl. Kapitel 5.2.3d)), sind eine Quantifizierung und Bewertung im Vorfeld unabdingbar. Hierzu hat sich die Kennzahl der Ölumlaufzeit („Oil Circulation Rate“ – OCR) etabliert:

$$x_{\dot{O}l} = \frac{\dot{m}_{\dot{O}l}}{\dot{m}_{\dot{O}l} + \dot{m}_{KM}} \quad (5.13)$$

Diese beschreibt die Menge an Öl, die sowohl vom Verdichter unter stationären Bedingungen in den Kreislauf ausgeworfen, als auch wieder zurück gefördert wird [180]. Die absolute Quan-

tität betreffend, sind in der Literatur anwendungsspezifische Daten veröffentlicht worden. So konnten Zimmermann und Hrnjak [181] in ihren Ventiluntersuchungsversuchen eine OCR von maximal 1.2 % erreichen, referenzieren jedoch selbst übliche Werte im Bereich von 2.0 bis 4.0 %. Dabei verwendeten sie einerseits ein Polyvinylether (PVE) Öl der Viskositätsklasse 32 und andererseits ein POE mit 120 cSt. Diese Größenordnung bestätigen die Messungen, die Stalter [180] mit Schmierstoffen auf Polyalkylenglykolbasis (PAG) an Kfz-Klimaanlagen durchgeführt hat. In Abhängigkeit von der Drehzahl ermittelte der Autor OCR zwischen rund 2.4 und 3.4 %. Erschwerend wirkt, dass insbesondere in der Anlaufphase der Ölwurf zumeist deutlich größer als im späteren, stationären Betrieb ist. Dies zeigten Ben und Ty Newell [182] anhand eines Haushaltskühlschranks. Ihren Ergebnissen lassen sich Anlaufspitzen von 3.5 bis 4.5 % entnehmen, wobei der stationäre Zustand nur durch einen Ölwurf von rund 1.5 % charakterisiert wird. Für diese Unterschiede sind vor allem die Gewährleistung der Schmierung bei niedrigen Drehzahlen und die Löslichkeit von Kältemittel in Öl ursächlich ([182]–[185]).

Aktuelle Verdichter werden u. a. über die Frequenz geregelt. Die bei niedrigen Drehzahlen entsprechend langsam rotierende Welle bedingt eine geringere Förderrate, da die Schleuderscheibe bzw. die Pumpe zumeist direkt gekoppelt sind. Um die Lebensdauer in diesen Arbeitspunkten nicht durch Mangelschmierung herabzusetzen, wird beispielsweise die Viskositätsklasse entsprechend niedrig gewählt. Korrespondierend ist die Fließfähigkeit höher, wodurch der Transport zu den zu schmierenden Stellen erleichtert wird. Parallel löst sich allerdings Kältemittel in dem im Sumpf befindlichen Öl. Die zugehörige Gleichgewichtseinstellung ist dabei eine Funktion der Temperatur, des Drucks und der Zeit. Während des Anfahrvorgangs des Verdichters sinkt der Druck im Kurbelgehäuse und das gelöste Kältemittel beginnt zu verdampfen. In der Folge können Effekte, wie Entgasung im Schmierfilmspalt ([185], [186]), Schaumbildung im Kurbelgehäuse ([185], [187]) oder Kavitation ([185], [186]) auftreten, die eine Ausbildung eines Schmierfilms erschweren. Diesen Effekten wird bei der Auslegung durch die Konstrukteure zumeist mit Erfahrung begegnet, weswegen der Ölwurf während des Anfahrens zum einen größer ausfällt und zum anderen schwer pauschal zu quantifizieren ist.

Ein exemplarischer Übertrag der in [182] publizierten, maximalen 4.5 % auf den Zustandspunkt 2 aus Diagramm 4⁵ liefert einen theoretischen Ölmassenstrom von ca. 1.94 g/s (6.97 kg/h). Hierbei wurde ein Kältemittelmassenstrom von rund 41.11 g/s (148 kg/h) entsprechend des Datenblatts zugrunde gelegt [60]. Die Auswirkungen des Ölwurfs auf das Schauglas sind in der Abbildung 64 dargestellt. Zur Gewährleistung der bestmöglichen Messbedingungen sind demnach Methoden zur Reduktion zu erarbeiten.

⁵ Zustandspunkt 2: $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $p_0 = 3.6 \text{ bar}$, $t_c = 30^\circ\text{C}$, $p_c = 12.7 \text{ bar}$



Abbildung 64: Ölurf des Verdichters zu den Zeitpunkten 0 s, 7 s und 11 s während des Anfahrvorgangs (v.l.n.r.)

Unter der Zuhilfenahme der Messdaten von Zimmermann und Hrnjak [181] für die Ölnebelcharakterisierung ist das Druckverhältnis als eine prozessspezifische Einflussgröße auf die OCR ableitbar. Dabei verhalten diese sich direkt proportional zueinander. Bezugnehmend auf das, für die Versuche als konstant festgelegte, Kondensationsniveau bedeutet dies, dass mit steigendem Saugdruck eine geringere Umlaufrate zu erwarten ist. Werden weiterhin die geförderten Massenströme von Kältemittel und Öl betrachtet, folgt Diagramm 28. Anhand dessen wird ersichtlich, dass der Ölmassenstrom näherungsweise einen exponentiellen Anstieg, der des Kältemittels jedoch einen linearen aufweist.

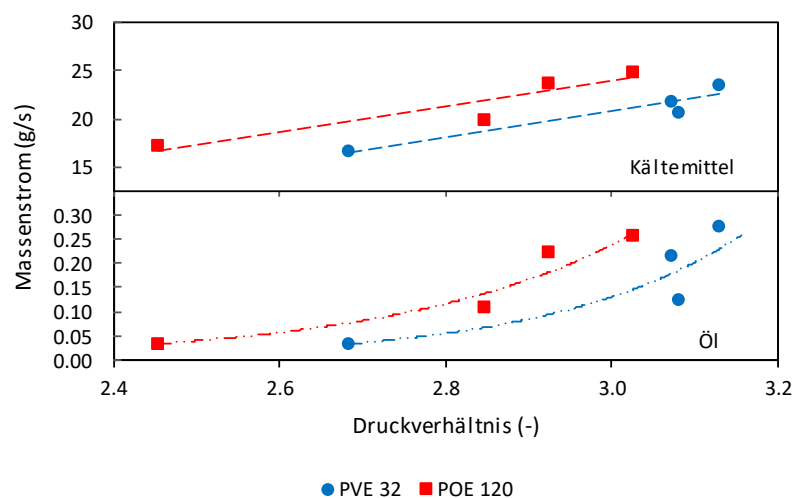


Diagramm 28: Massenströme von Kältemittel und Öl über dem Druckverhältnis aufgetragen [181]

Demnach ermöglicht die Reduzierung des Druckverhältnisses durch eine Saugdruckerhöhung den absolut geförderten Anteil des Öls zu senken. In der Folge kann das potentiell am Schauglas befindliche Schmiermittel auf diesem Wege sukzessive entfernt werden. Weiterhin ist aufgrund der Datenlage ein Umschlagpunkt zu erwarten. Ab diesem spezifischen Druckverhältnis ist der Anteil des, in den Zylinderkopf geförderten, Öls groß genug, dass stets eine Tropfenbildung am Schauglas stattfinden wird und eine Erfassung der Lamelle durch den LPS unmöglich macht.



Abbildung 65: Nahezu stationärer (6 Uhr Position) und umlaufender Öltropfen (links: auf der 10 Uhr Position; rechts: 4 Uhr Position)

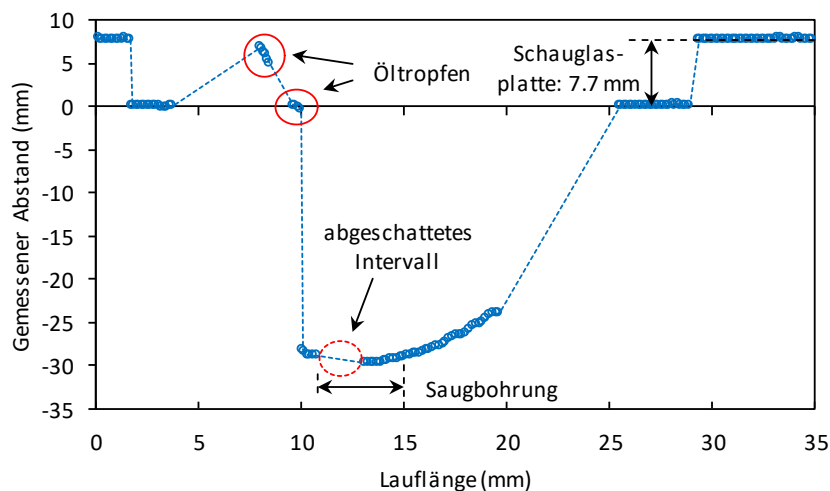


Diagramm 29: Einfluss von Öltropfen auf die Messergebnisse des LPS (nicht skaliert)

Im vorliegenden Fall haben die Versuche gezeigt, dass das Druckverhältnis von 3.5 am Zustandspunkts 2⁵ einen Grenzwert markiert, bei dem nur eine temporäre Abschattung auftritt. Die in der Abbildung 65 dargestellten Aufnahmen sind während der zugehörigen Versuchsreihen entstanden. Hierin sind insbesondere zwei Öltropfen hervorzuheben. Zuerst ist in beiden Aufnahmen ein im mathematisch positiven Drehsinn umlaufender Tropfen erkennbar. Dieser bewegt sich innerhalb der rund 11 s, die die Aufnahmen in Abbildung 65 auseinander liegen, von der 10 Uhr zu der 4 Uhr Position. Daran lässt sich eine lokale, spiralförmige Strömung des Kältemittel-Öl-Gemischs ableiten. Diese wird durch die Bohrung im Zylinderkopf, die den optischen Zugang für die Messtechnik darstellt, hervorgerufen und bildet sich bei der ursprünglichen Konfiguration nicht in dieser Form aus. Weiterhin ist ein nahezu stationärer Öltropfen in Abbildung 65 erkennbar. Dieser befindet sich im Zentrum des bereits beschriebenen Wirbels, weswegen die Bewegungsform primär einen rotatorischen Charakter um die eigene Achse besitzt. Aufgrund dieser Position bedingt der Öltropfen, dass ungefähr die Hälfte

der Saugbohrung durch den LPS nicht erfassbar ist. Hierzu wird auf das Diagramm 29 sowie die Ausführungen des Kapitels 5.2.3 verwiesen. Dieses verdeutlicht, dass die Brechung der Laserstrahlen des LPS durch den Tropfen anders als durch das Kältemittel erfolgt. Entsprechend werden die detektierten Abstandsinformationen durch die Elektronik in das Schauglas projiziert. Weiterhin wird die Intensität der Strahlung soweit minimiert, dass keinerlei Informationen aus dem markierten Bereich der Saugbohrung verfügbar sind. Dies ist besonders bei den Messungen in Querrichtung zur Symmetrieachse der Lamelle herausfordernd. Aufgrund des vorhandenen Bohrungsstichs des Zylinderkopfs (siehe Abbildung 66) und der konstruktiven Ausführung der Befestigung des LPS (siehe Abbildung 67 bzw. Abschnitt 5.2.3e)) ist eine vollständige Erfassung der Lamellenbreite nicht möglich. An dieser Stelle genügt die Anzahl der, bei der Abtastung von etwa der Hälfte der Saugbohrung, ermittelten Daten. Hintergrund hierzu ist, dass die zum späteren Vergleich herangezogene Simulation ebenfalls axialsymmetrisch aufgebaut ist. Im Gegenzug wirken sich, am Schauglas akkumulierte, Öltropfen bei den Messreihen in Querrichtung verstärkt negativ aus, da der abgeschattete Anteil im Verhältnis überproportional steigt.

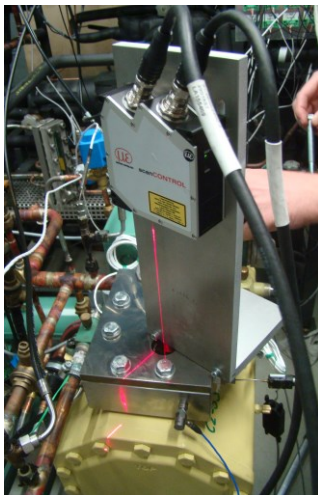


Abbildung 66: Aufbau für die Messung in Querrichtung

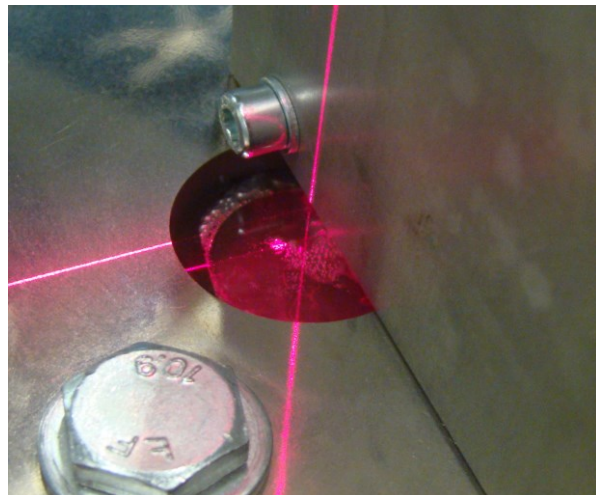


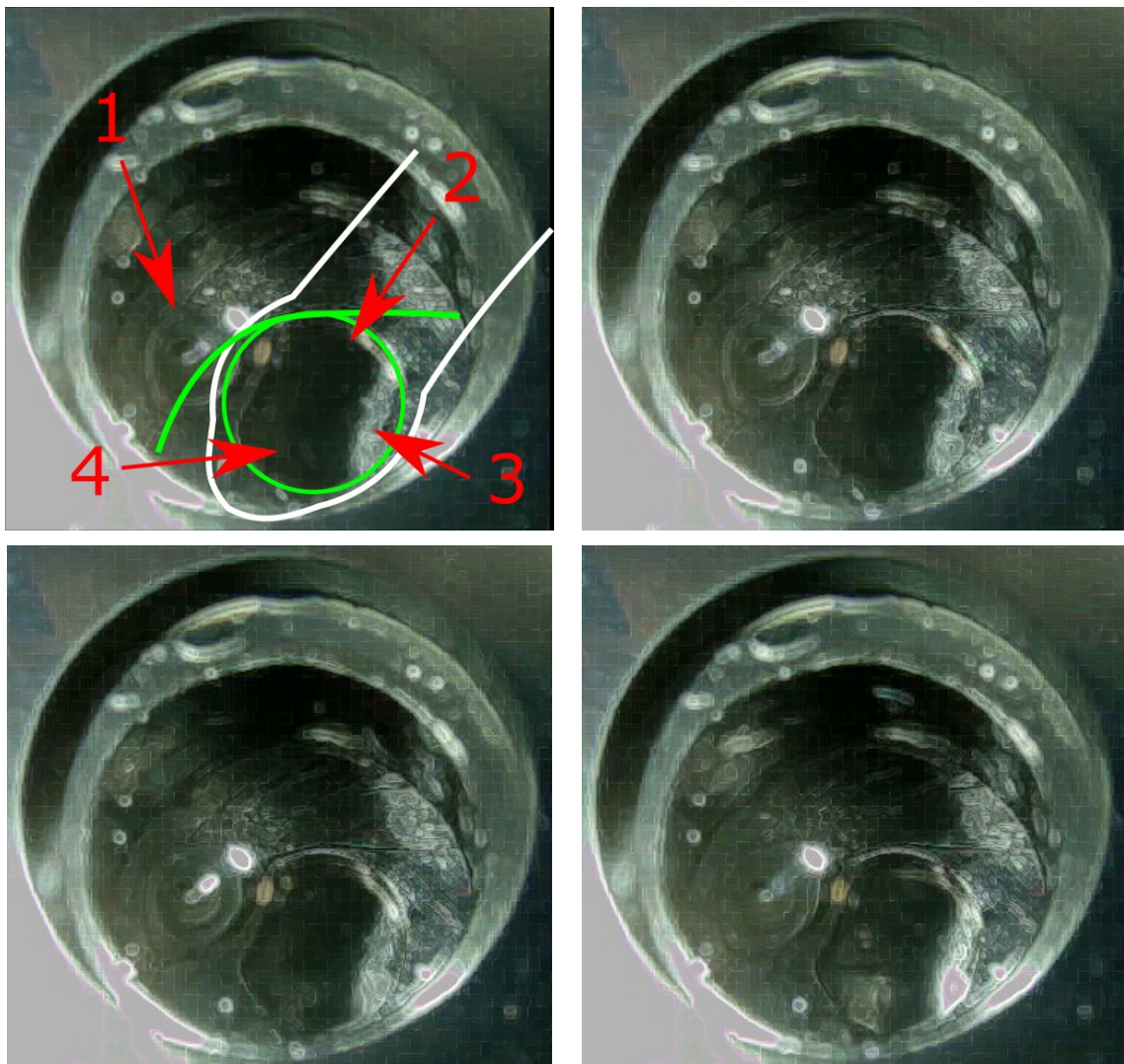
Abbildung 67: Detail der Erfassung der Querrichtung bei laufendem Verdichter; gut erkennbar: das transportierte Öl

Weiterhin kann als gesichert angenommen werden, dass die Abbildung 65 Öltropfen zeigt. Zwar sind die Dichten von flüssigem Kältemittel und Öl sehr ähnlich, allerdings wurden die Versuche mit einer saugseitigen Überhitzung von rund 30 K durchgeführt. Weiterhin können Abscheidungseffekte durch den Wirbel aufgrund des fehlenden Massenaustauschs bzw. der konstanten Größe des Tropfens ausgeschlossen werden. Hierzu sei auf das Mischungslückendiagramm des verwendeten Öls BSE32 bzw. RENISO TRITON SEZ 32 mit R449A verwiesen [188]. Dieses zeigt, dass bei einer Sauggasttemperatur von rund 20°C eine vollständige Mischbarkeit mit ausreichend Abstand zu den Löslichkeitsgrenzkurven herrscht. Demnach handelt es sich bei den Tropfen um Öl, das sukzessive in den Zylinderkopf transportiert wurde und sich am Schauglas akkumulierte. Zur weiteren Minimierung dieses Effekts müsste die konstruktive Gestaltung des optischen Zugangs derart erfolgen, dass die Wirbelbildung vermieden wird. Dies bedingt jedoch eine grundlegende Revision des Aufbaus, die im Rahmen dieser Arbeit

nicht mehr durchgeführt wurde. Empfehlungen hierzu können dem abschließenden Kapitel 7 - „Zusammenfassung“ entnommen werden.

Das Öl stellt insgesamt für die optischen Versuche eine große Herausforderung dar. Ursächlich hierfür sind vor allem die instationären Zustandsbedingungen innerhalb des Zylinderskopfes, die den Öltransport bedingen. Die Beeinflussung des Brechungsindex durch den variierenden, gelösten Anteil des Schmiermittels, sowie die lokale Akkumulation des selbigen sind hierbei die Hauptfehlerquellen. Zur besseren Darstellung sind in der Tabelle 13 drei aufeinanderfolgende Bilder eines Videos des Ölwurfs im laufenden Betrieb abgebildet.

Tabelle 13: Darstellung von drei aufeinander folgenden Bildern eines Videos, das die lokalen Auswirkungen des Ölwurfs zeigt; grün markiert: strukturelle Kanten (Wandung des Zylinderskopfs und Saugbohrung); weiß repräsentiert die Kontur der Sauglamelle; rote Pfeile verweisen auf die Regionen, in denen die Auswirkungen des Öls am deutlichsten werden: 1 – Öltröpfen am Schauglas; 2 – abreißender Ölfilm; 3 und 4 – Ölsammlungen auf der Lamelle



In diesen Abbildungen wurde, analog zu den Ausführungen im Kapitel 5.2.3d), der Kontrast mithilfe des Verfahrens der Kantendetektion erhöht. Anhand der Darstellungen in der Tabelle 13 lässt sich der Öltröpfen (1), der sich am Schauglas niederschlägt, erkennen. Seine elliptische

Kontur sowie die charakteristische, mit dem Radius abnehmende Dicke führen zu einer klaren Kantenbildung. Der Öffnungsgrad der Lamelle lässt sich mithilfe der mit 2 markierten Region qualitativ bewerten. Das Öl, welches das Steuerorgan und die Ventilsitzplatte gegeneinander abdichtet, bildet einen Film aus. Dieser schnürt mit steigender Auslenkung der Lamelle zunehmend ein, bis dieser zerreißt ([13], [162], [181]). Insbesondere in der letzten der drei Aufnahmen ist eine Ringbildung um die Unterkante der Saugbohrung deutlich sichtbar. Diese repräsentiert den sich einschnürenden Ölfilm, der zunehmend zu verwaschenen und runden Konturen führt. Eine Detektion von Kanten, wie beispielsweise dem Übergang zwischen Ventilsitzplatte und Lamelle, wird sukzessive unterbunden.

Anhand der zunehmenden Breite und weißen Färbung der mit 3 beschrifteten Region kann zudem auf eine steigende Höhe des Ölfilms geschlossen werden. Auffällig ist dabei, dass dieser primär am rechten Rand der Saugbohrung zu finden ist. Die Gründe hierfür sind zum einen, dass aufgrund der Beleuchtungssituation nicht sämtliche Kanten identifiziert werden konnten, da die Reflexionen des mit 1 beschrifteten Öltropfens darunterliegende Bereiche z. T. abschatten. Zum anderen erfolgt das Zuströmen mittig in die Ventilsitzplatte, d. h. in den Aufnahmen von rechts. Aufgrund der Reduktion der Strömungsgeschwindigkeit beim Einströmen in den Zylinderkopf wird mitgerissenes Öl abgeschieden. Dieses sammelt sich auf der Ventilsitzplatte und wird durch den Druckunterschied zwischen Arbeitsraum und Zylinderkopf in Richtung der Saugbohrung befördert. Ähnlich verhält es sich bei der mit 4 beschrifteten Region. Die Unterschiede der drei Darstellungen zeigen eine Akkumulation des Öls auch im Bereich der Lamellenspitze. Da an dieser Stelle der Hub größer ist, kann mehr Masse abfließen. In der Folge wird durch das Verfahren der Kantendetektion ein geringerer Kontrastunterschied offenbart.

5.3.3 Vergleich der Konturen

Aufgrund der beschriebenen, stark instationären Verhältnisse innerhalb des Zylinderkopfs sind bekannte Konturen innerhalb der aufgenommenen Profile zu identifizieren und entsprechend der konstruktiven Abmessungen zu skalieren. Dazu werden die Proof-of-Concept-Messungen verwendet⁶.

Die parallele Darstellung der unter Luft und Kältemittel erfassten Profile in Diagramm 30 ermöglicht die Identifikation charakteristischer Strukturen sowie lokaler Änderungen im Anstieg. Zu Beginn sind die bei einem gemessenen Abstand von -54.5 mm befindlichen Datenpunkte zu nennen. Diese müssen aufgrund ihres nahezu waagerechten Verlaufs eine Festkörperkante beschreiben. Da der LPS auf die Saugbohrung ausgerichtet war, kann dies entweder die Ventilsitzplatte oder die geschlossene Lamelle sein. Die fehlende Bewegung, die durch den Vergleich zweier, aufeinander folgender Profile ableitbar ist, ermöglicht den Ausschluss des Ventils. Für die Differenzierung von oberer und unterer Kante ist deren konstruktiver Abstand von 4 mm als Zwangsbedingung verwendbar. Ein Vergleich mit dem aufgenommenen Profil

⁶ Da bei diesen Messungen die Lamelle nur am äußersten Rand über eine minimale Lauflänge erfasst werden konnte, wird diese Messreihe lediglich für die prinzipielle Machbarkeit (siehe Anhang K) sowie für die Konturbewertung herangezogen.

zeigt eine Anstiegsänderung bei -50.5 mm. Hier trifft die Zylinderkopfwand mit geringem Abstand zur Saugbohrung auf die Ventilsitzplatte.

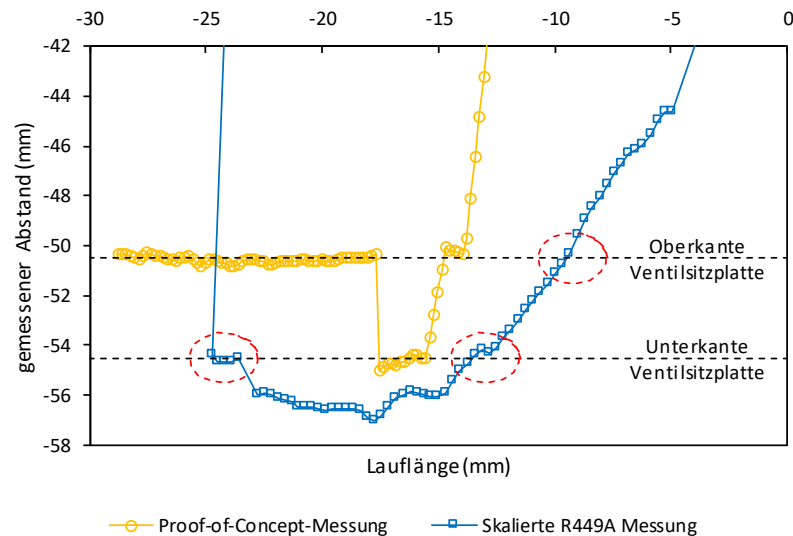


Diagramm 30: Vergleich der Konturen der Messung in Längsrichtung mit Luft und R449A zur anschließenden Skalierung; rot umrandet sind die charakteristischen Punkte, die auf die Ventilsitzplatte hinweisen; zur besseren Visualisierung sind die Konturen axial gegeneinander verschoben

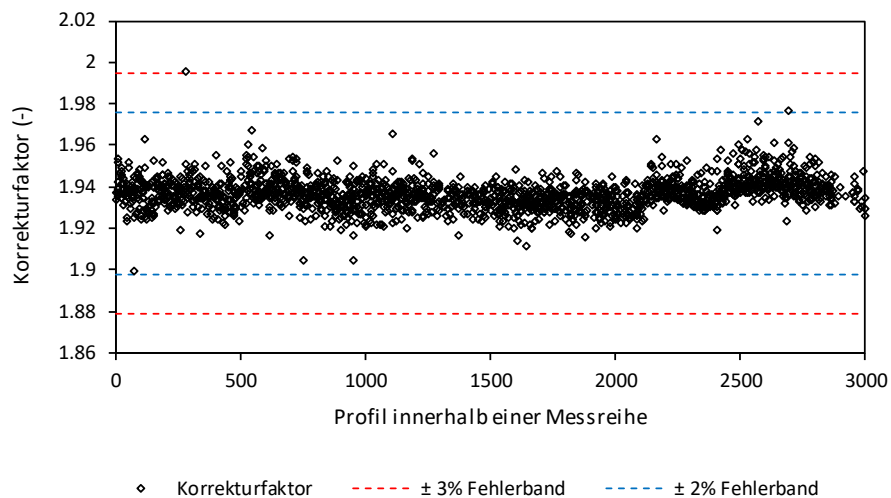


Diagramm 31: Ermittelter Korrekturfaktor für eine exemplarische Messreihe des Zustandspunkts 2⁵

Auf Basis dieser Konturbewertung erfolgt die automatisierbare Bestimmung des benötigten Korrekturfaktors (vgl. Abschnitt 5.2.3b)). Die exemplarischen Ergebnisse einer Messreihe sowie zweier Fehlerbänder sind in Diagramm 31 dargestellt. Dabei ergab sich ein mittlerer Korrekturfaktor von rund 1.937 mit einer Standardabweichung von rund 0.008 ein.

Allerdings kann die beschriebene Skalierung nur erfolgen, wenn die Ventilsitzplatte entsprechend der Ausführungen identifizierbar ist. Innerhalb einer exemplarischen Messreihe des Zustandspunkts 2⁵ trifft dies auf 1,881 von 3,000 erfassten Profilen zu.

Eine weiterführende Analyse anhand von Diagramm 32 zeigt, dass die Intervalle, an denen eine Identifikation der Ventilsitzplatte nicht möglich ist, periodisch wiederkehren. Für eine Erklärung wird zunächst auf die bereits angeführten Darstellungen der Ventilöffnungszeiten (Abbildung 31 sowie Diagramm 9) verwiesen. In der Erstgenannten sind diese schematisch über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Das Diagramm 9 stellt die Öffnungszeiten anhand von Messergebnissen eines Hermetikverdichters dar. Beiden Schaubildern ist gemein, dass das saugseitige Ventil 166° (Diagramm 9) bzw. 180° Kurbelwinkel (Abbildung 31) geöffnet ist. Dies entspricht 46.1 % respektive 50 % einer Umdrehung. Das im Diagramm 32 dargestellte Intervall, in dem keine Detektion der Ventilsitzplattenunterkante möglich ist, besitzt einen Anteil von 55%. Eine Sichtung der erfassten Profile zeigt weiter, dass keine Daten zu einer geschlossenen Lamelle verfügbar sind. Eine Ursache hierfür wird der bereits dargelegte, starke Einfluss des Öls sein. Dieser reduziert die Intensität des gestreuten Laserlichts dermaßen, dass keine Erfassung durch den LPS möglich ist. Erst ab einem, auf die Mitte der Saugbohrung bezogenen, Hub von mehr als 1 mm sind Messdaten verfügbar, die eine Ableitung eines Profils ermöglichen. Damit ist der größere Anteil an einer Umdrehung zu begründen.

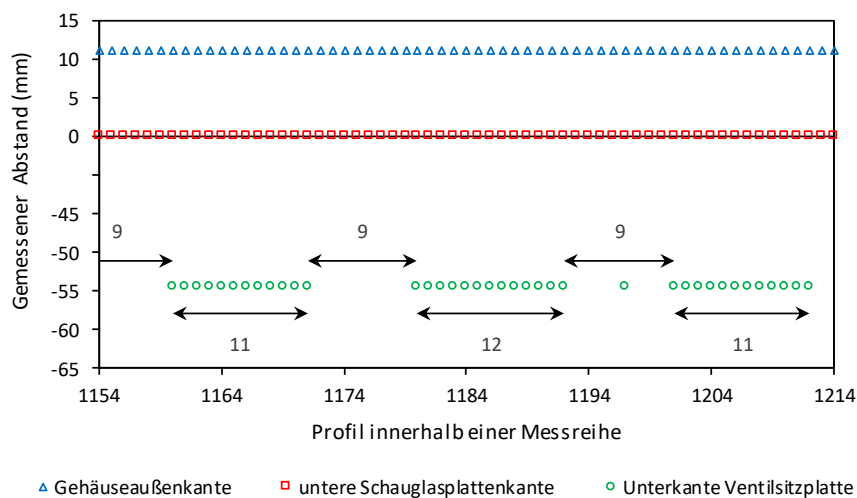


Diagramm 32: Gemessene Abstände der erfassten Konturen und Länge der periodisch wiederkehrenden Intervalle

Insgesamt wird deutlich, dass die Messungen an dem Verdichterleistungsprüfstand diversen Einschränkungen unterliegen. Die Ausführungen zeigen im Gegenzug auch, dass diese handhabbar sind und dem Einsatz des LPS für die Erfassung der Ventildynamik der Sauglamelle in einen Hubkolbenverdichter nicht entgegenstehen.

6 Vergleich von Mess- und Simulationsdaten

6.1 Einführung

Die in den vorherigen Kapiteln vermittelten Grundlagen ermöglichen die Zusammenführung von numerischer und experimenteller Untersuchung der Lamellenventilbewegung. Hierzu folgten Versuche sowohl an einem Komponenten- als auch an einem Verdichterleistungsprüfstand, die in diesem Abschnitt korrespondierend mit den simulativen Abbildungen dargestellt werden. Die zugehörigen, in den zugehörigen Unterkapiteln 5.1 respektive 5.3 bereits angeführten Randbedingungen der verbliebenen Zustände sind in der Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Zustandspunkte für den Vergleich zwischen Simulation und Messung

Zustands- punkt	t_0 (°C)	t_c (°C)	p_0 (bar)	p_c (bar) ¹	Gleit ΔT (K)	π (-)	Δp (bar)
1	10	30	7.11	12.74	5.0	1.79	5.64
2	-10	30	3.60	12.74	5.0	3.54	9.14

Der Fokus liegt dabei auf dem Zustandspunkt 2. Das größere Druckverhältnis lässt hierbei eine deutlichere Ausprägung der Verformungsprofile erwarten. Für die Einstellung eines stationären Zustands wurden die jeweiligen Punkte angefahren und über 10 Minuten konstant gehalten. Im Anschluss erfolgte die Messwertaufnahme. Auf Basis eines Triggersignals starten die beiden DAQ (siehe Kapitel 5.2.1) die Erfassung synchron, woraus ein direkter, zeitlicher Bezug der einzelnen Daten untereinander folgt. Die zugehörigen Messplots der Druckaufnahme sowie die Amplitudenspektren, auf Basis derer die Betriebsfrequenz des Verdichters ersichtlich wird, sind der Vollständigkeit halber im Anhang H angegeben. Bezüglich der Darstellung der Ergebnisse in diesem Kapitel ist anzumerken, dass der Hub der Lamelle in den Diagrammen stets positiv ist. Demnach öffnet sich das Ventil in positiver Richtung der Ordinate.

6.2 Versuche am Komponentenprüfstand

6.2.1 Querrichtung

Im Rahmen dieser Arbeit werden erstmals Daten in Querrichtung der Lamelle präsentiert. Dabei verläuft die Lauflänge senkrecht zur Symmetrieachse und beginnt im Mittelpunkt der Saugbohrung. In der Literatur liegt das Hauptaugenmerk auf der Analyse der Biegelinie in Längsrichtung (siehe Kapitel 2), da anhand dieser mehr Aussagen zu dem durch die Lamelle freigegebenen Querschnitt sowie zur potentiellen Lebensdauer abgeleitet werden können. Im Gegenzug folgt das konsequente Ausblenden sämtlicher Effekte, die z. B. aus einer Torsions-

¹ Auf die Taulinie bezogen.

bewegung resultieren. Hierzu sei auf die im Anhang I gelisteten, ersten Modi der Modalanalyse der verwendeten Sauglamelle verwiesen. Anhand dieser wird deutlich, dass die Reaktion auf die dritte Eigenfrequenz eine Torsionsbewegung ist. Des Weiteren können überlagerte Bewegungen zu lokalen Maxima in den Belastungen führen und sollten, insbesondere in Hinblick auf die Lebensdauer, ebenfalls analysiert werden.

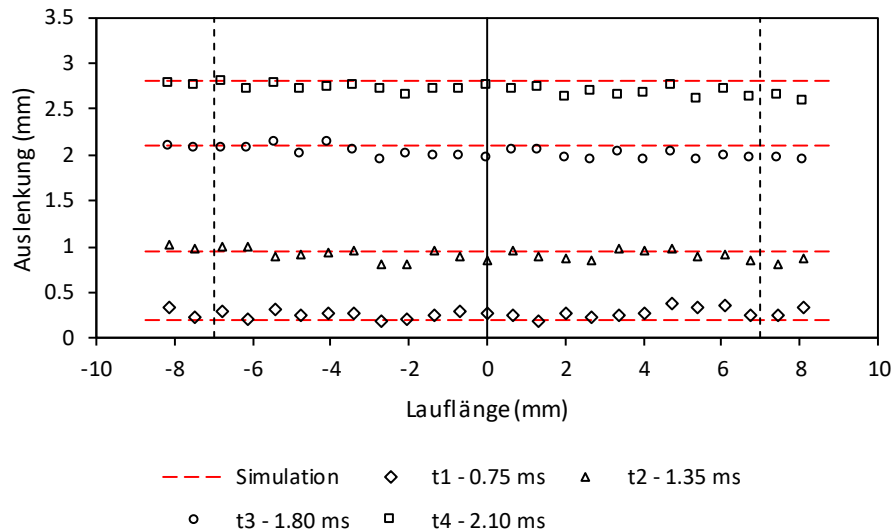


Diagramm 33: Vergleich der Auslenkungen in Querrichtung von den Messungen des Komponentenprüfstands sowie der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; die vertikalen, gestrichelten Linien repräsentieren den Außenradius der Saugbohrung

Zu den Simulationsdaten ist anzumerken, dass hierbei die axialsymmetrische Kontur ausgenutzt und zur Reduktion der Berechnungszeit nur eine Hälfte berechnet wurde (vgl. Kapitel 4.5). Entsprechend erfolgte für den in Diagramm 33 dargestellten Vergleich eine Spiegelung der Auslenkung der Simulationsdaten. Die Abbildung zeigt vier exemplarische Zeitpunkte eines Öffnungsvorgangs aufgrund eines Druckanstiegs. Diese, im Schaubild dargestellte, Gegenüberstellung von berechneten und gemessenen Werten weist eine gute Übereinstimmung auf. Die zeitliche Beschriftung entspricht dabei den Daten der Simulation. Hintergrund hierfür ist, dass aufgrund der Abtastrate des LPS (vgl. Kapitel 5.2.2) unterschiedliche Zustände innerhalb eines Öffnungs- bzw. Schließvorgangs aufgezeichnet werden. Entsprechend unmöglich gestaltet sich die Darstellung aus nur einer Druckspitze. Dank der sehr guten Reproduzierbarkeit der Versuche am Komponentenprüfstand kann, unter Verwendung mehrerer Druckbeaufschlagungszyklen, der Vorgang sukzessive erarbeitet werden. Die in Diagramm 33 dargestellten Messdatenreihen besitzen reell einen zeitlichen Abstand im Bereich von 0.03 bis 0.06 s.

Anhand der Messreihe „t1“ wird deutlich, dass die Unterkante der Lamelle vermessen wurde. Entsprechend ist im geschlossenen Zustand bzw. beim Anliegen auf der Ventil Sitzplatte stets ein Abstand von 0.35 mm zu registrieren. Dieser entspricht der Lamellendicke (vgl. Tabelle 1). Weiterhin kann eine Überlagerung der gemessenen Lamellenbewegung mit einer leichten Torsion um die neutrale Faser registriert werden. Dies äußert sich dadurch, dass der Hub der rechts dargestellten Hälfte der Lamelle bis ca. zwei zehntel Millimeter bei der maximalen

Auslenkung geringer ist, als der der linken. Da dieses Phänomen in drei von vier dargestellten Hübten auftritt, kann von einer systematischen Ursache ausgegangen werden. Dies muss entweder eine leichte Fehlstellung des LPS (siehe Anhang I), aufgrund dessen ein Anteil der Längsrichtung aufgenommen und überlagert wurde, eine außermittige Anströmung oder aber eine Kombination aus beiden Effekten ursächlich hierfür sein.

Bei der Analyse der Auslenkungen der Simulationsdaten werden nur geringfügige Unterschiede über der Lauflänge offensichtlich. Die gewählten Zeitpunkte weisen Abstände von wenigen hundertstel Millimetern zwischen neutraler Faser und Außenkante auf. Die Lamelle wird folglich gleichmäßig aus ihrer Ruhelage ausgelenkt. Dies bestätigen auch die von-Mises-Vergleichsspannungen, die in Diagramm 34 abgebildet sind.

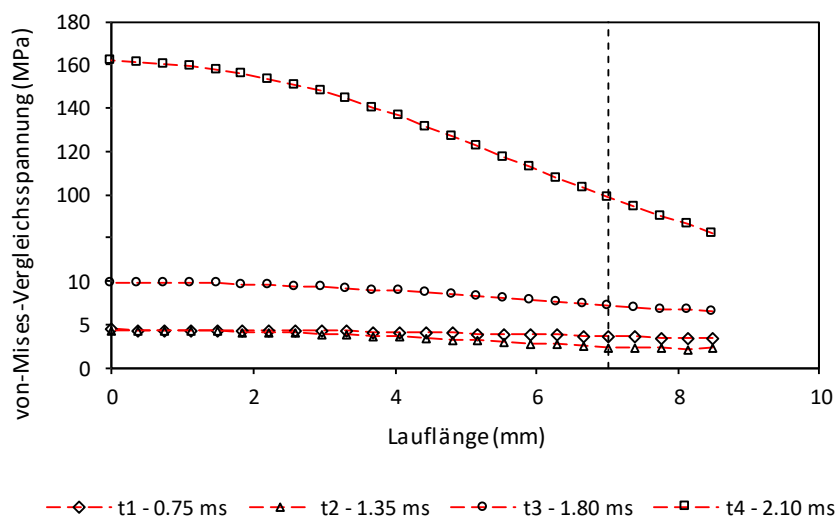


Diagramm 34: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung in Querrichtung; die vertikale, gestrichelte Linie repräsentiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten)

Deren Beträge über der Lauflänge sind innerhalb der ersten drei Zeitpunkte gering. Weiterhin ist eine entlastende Wirkung aufgrund eines geringen Hubes anhand des Unterschiedes von „t1“ zu „t2“ erkennbar. Ursächlich hierfür ist u. a. der sukzessive Druckaufbau auf der Lamellenoberseite. Mit zunehmender Auslenkung steigt auch die Fläche, auf die das Arbeitsmedium wirken kann. Demnach reduziert sich die punktuelle Belastung und die lokalen Unterschiede werden kleiner. Dies wird wiederum in der von-Mises-Vergleichsspannung abgebildet und kann der Abbildung 68 bzw. der Abbildung 69 entnommen werden. Erstgenannte stellt die zugehörigen Drücke auf der Oberseite der Lamelle grafisch dar, während die andere die entsprechenden Gradienten illustriert.

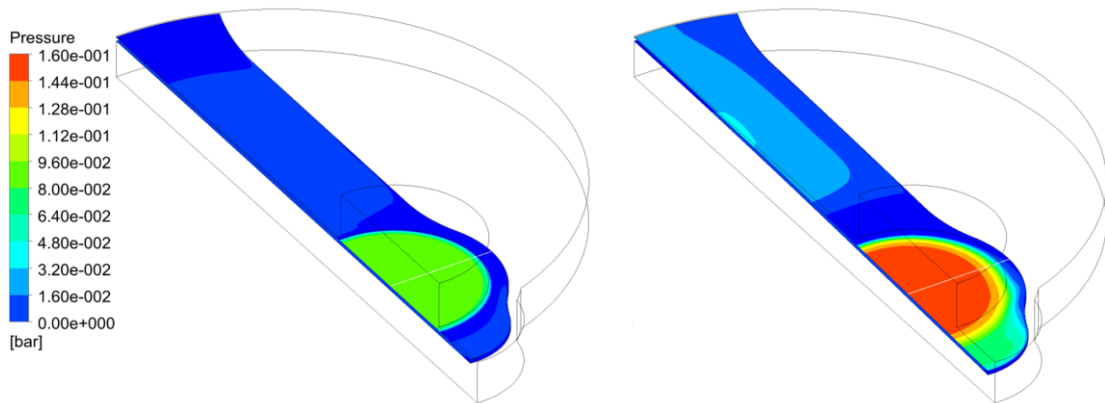


Abbildung 68: Druck auf der Oberseite der Lamelle in den Zeitpunkten 0.75 ms (links) und 1.35 ms (rechts); (Simulationsdaten)

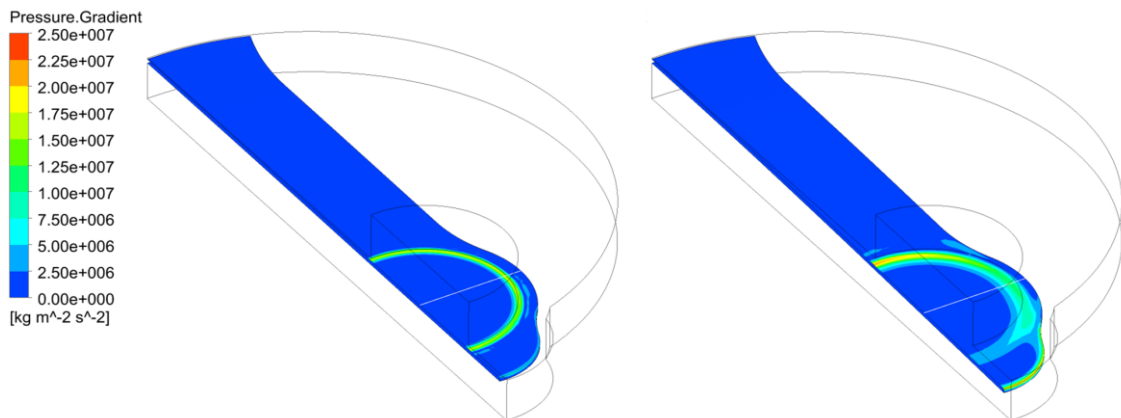


Abbildung 69: Druckgradient auf der Oberseite der Lamelle in den Zeitpunkten 0.75 ms (links) und 1.35 ms (rechts); (Simulationsdaten)

Weiterhin sind die Vergleichsspannungen der Messreihe „t4“ um eine Größenordnung größer als die der anderen drei. Hierbei findet eine Überlagerung verschiedener Phänomene statt. Beginnend berührt die Lamellenspitze bereits den Hubfänger. In der Folge fällt die Geschwindigkeit an dieser schlagartig auf 0 m/s ab. Hingegen befindet sich der restliche Teil der Lamelle noch in der Bewegung, wodurch Spannungen aufgebaut werden. Aufgrund der Gestaltung der Spitze erfolgt ein punktueller Aufschlag auf der neutralen Faser, wie in Abbildung 70 erkennbar ist. Der übrige Teil der Lamelle befindet sich noch in der Bewegung, woraus die in Abbildung 71 erkennbare Torsion resultiert. In der Konsequenz steigt die Spannungsbelastung in der neutralen Faser. Diese ist im vorliegenden Fall jedoch als unkritisch für die Lebensdauer anzusehen. Allerdings entspricht dieser auch einer idealen, zentralen Durchströmung mit korrekter Ausrichtung der Lamelle.

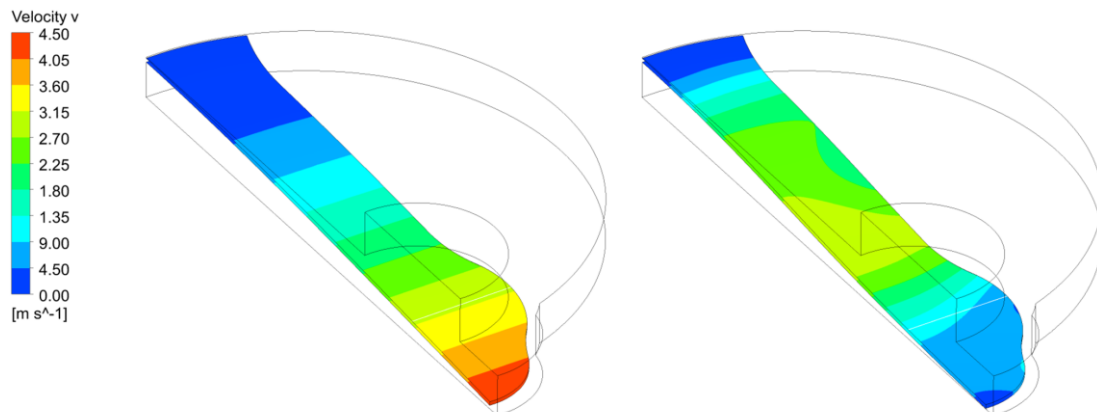


Abbildung 70: Geschwindigkeit der Lamelle in y-Richtung zu den Zeitpunkten 1.8 ms (links) und 2.1 ms (rechts); (Simulationsdaten)

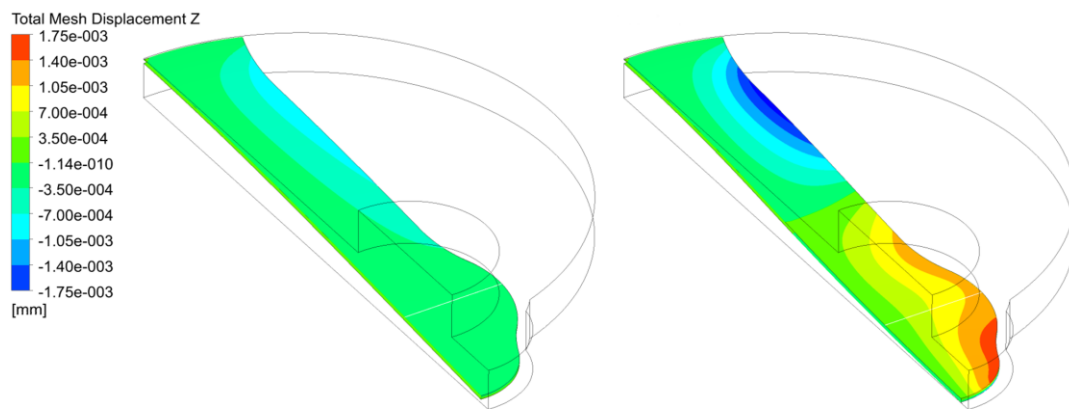


Abbildung 71: Verschiebung der Lamelle in z-Richtung (Torsionsbewegung um die neutrale Faser) in den Zeitpunkten 1.8 ms (links) und 2.1 ms (rechts); (Simulationsdaten)

6.2.2 Längsrichtung

Das folgende Diagramm 35 stellt die Ergebnisse der Experimente in Längsrichtung sowie die zugehörigen Simulationsdaten grafisch gegenüber. Dieses Schaubild zeigt die gleichen vier Zeitpunkte des Öffnungsvorgangs aufgrund eines Druckanstiegs, die auch für die Analyse der Querrichtung verwendet wurden. Dabei lag der Schnitt in der Symmetrieebene. Die Lauflänge entspricht demnach der neutralen Faser der Lamelle und beginnt an der Einspannstelle. Nach den Ausführungen des Kapitels 5.1 erfolgt die Druckbeaufschlagung mit der minimalen Druckdifferenz durch die Saugbohrung. Der LPS konnte dabei den gesamten Bohrungsdurchmesser des Kolbens für die Erfassung ausnutzen.

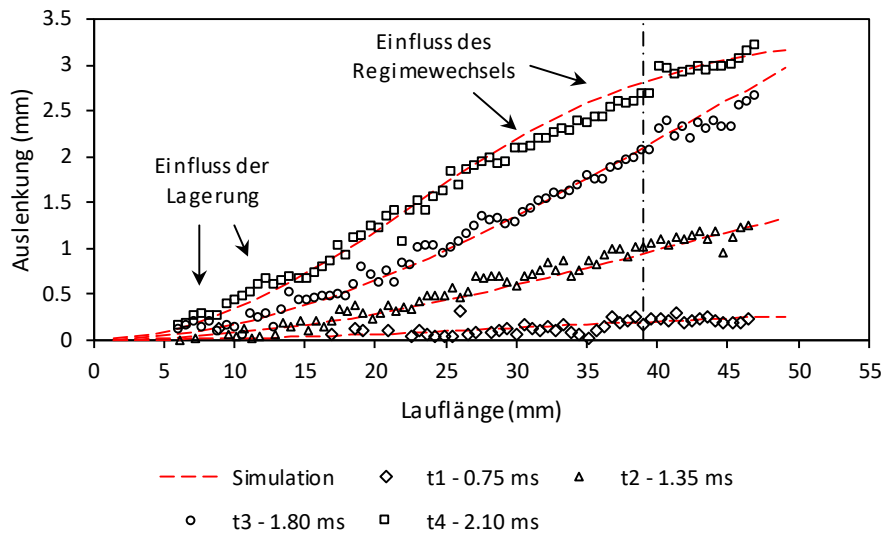


Diagramm 35: Vergleich der Auslenkungen in Längsrichtung der Messungen am Komponentenprüfstand und der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen²; die Strichpunktlinie markiert die Mittellinie der Bohrung

Ein Vergleich der im Diagramm 35 abgebildeten Daten zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung. Weiterhin wird anhand der Messergebnisse ersichtlich, dass an der Wand der Laufbuchse eine Interferenz des reflektierten Streulichts auftritt und die Datenreihen beeinflusst. Diese manifestiert sich bei einer Lauflänge von ca. 45 mm. An dieser Stelle scheint die Lamelle, trotz dessen, dass sie sich im Öffnungsvorgang befindet, an der Spitze rund 0.25 mm einzuknicken. Dieses Phänomen tritt ebenfalls am unteren Messbereichsende, das hier allerdings aufgrund der Achsenskalierung nicht sichtbar ist, auf. Entsprechend der Ausführungen im Kapitel 5.2.3c) gilt an dieser Stelle, dass solche offensichtlichen Fehler mithilfe einer Einschränkung des Messbereichs bzw. einer Filterung leicht zu entfernen wären. Im hier präsentierten Fall offenbart die Verwendung der ursprünglichen Daten den Einfluss des Lagers am Zeitpunkt „t4“. Im Lauflängenbereich von ca. 6 bis 13 mm ist ein linearer Verlauf erkennbar, der auch nur bei größeren Auslenkungen der Lamelle auffällt. Zu dessen Erklärung sei auf die konstruktive Gestaltung der Befestigung der Ventile verwiesen. Bei dem gewählten Verdichtermodell erfolgt die Ausrichtung der Lamelle mithilfe von Pins (vgl. (2) in Abbildung 72). Über diese wird eine Blattfeder positioniert (vgl. (3) in Abbildung 72), welche wiederum durch das Anzugsmoment der Schrauben des Zylinderkopfs verspannt ist. Zusätzlich zu dem Freiheitsgrad, den die beiden Dichtungen bieten, besitzt die finale Konstruktion des Verdichtergehäuses noch eine Abschrägung, die in Abbildung 73 weiß umrandet ist. Außerdem ist die Vorspannung der Lamelle aufgrund der Acrylglas-Ausführung und dem daraus folgenden, geringeren Anzugsmoment der Gehäuseschrauben, niedriger. Als Folge des beschriebenen Aufbaus vermag sich die Lamelle, ab einer gewissen Druckdifferenz, axial zu verschieben und somit einen Teil der

² Teile der Versuchsdaten wurden bereits dem Fachpublikum der „Compressors 2017 - 9th International Conference on Compressors and Coolants“ in Šamorín, südöstlich von Bratislava (Slowakische Republik), vorgestellt [107].

Belastung abzubauen. In der Simulation ist dieses Phänomen nicht enthalten. Hierfür wäre eine sehr feine Vernetzung einer Region nötig, die in weiten Teilen der Berechnung eine Höhe von null aufweist, da die Lamelle an dieser Stelle aufliegt. Entsprechend schlecht fiel das Verhältnis zwischen numerischem Aufwand und ergebnisbasiertem Nutzen aus, weswegen in dieser Arbeit darauf verzichtet wird.

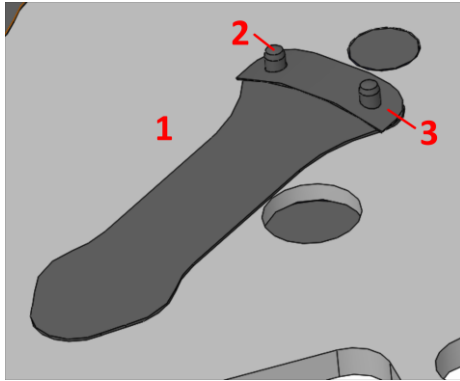


Abbildung 72: CAD-Darstellung der Lamelle (1) mit ihrer Befestigung auf der Ventil Sitzplatte; (2) Pins; (3) Blattfeder

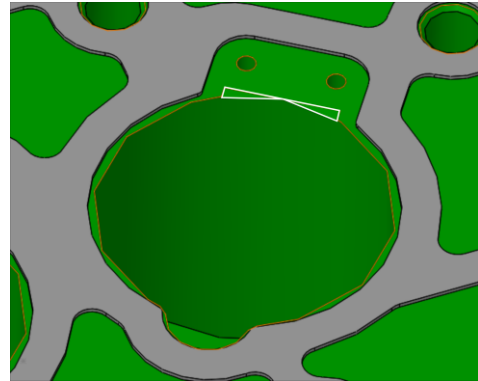


Abbildung 73: CAD-Darstellung des Gegenlagers der Lamelle auf der Gehäuseseite; weiß hervorgehoben: die Schrägung

Weiterhin kann anhand des Verlaufs von „t4“ im Diagramm 35 der Wechsel des die Bewegung treibenden Regimes erkannt werden. Hierzu sei insbesondere der markierte Bereich der Lauflänge von 29 bis 41 mm hervorgehoben. Obwohl der gemessene Verlauf eine sehr gute Übereinstimmung aufweist, weicht die Messung in diesem Abschnitt von der Simulation ab. Für eine Erklärung sei erneut auf den „transitional valve lift“ von Kim und Groll verwiesen (vgl. Gleichung (5.1) im Kapitel 5.1 bzw. [134]). In der Veröffentlichung postulieren die Autoren, dass ab einem gewissen Umschlagpunkt die Druckdifferenz durch den Massenstrom als treibende Größe für die Ventilbewegung abgelöst wird. Ein Eintragen eben jenes, nach den Beschreibungen der Autoren ermittelten Punktes führt zu Diagramm 36.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass Kim und Groll den „transitional valve lift“ im Zusammenhang einer starren, kreisförmigen Ventilplatte mit einem festen Durchmesser abgeleitet haben [134]. In der Folge werden die Durchbiegung sowie die Verkipfung vernachlässigt. Weiterhin fehlt in der Betrachtung eine Einspannung. Zuletzt lassen die Autoren zudem jede Form der Hubbegrenzung sowie Einflüsse der Quetschströmung, die insbesondere bei Lamellenventilen eine dämpfende Wirkung besitzen ([7], [21], [69]), außen vor. Nichtsdestotrotz sollte der Regimeumschlag des „transitional valve lift“ zeitlich eher stattfinden. Diesen Aspekt bestätigen jedoch weder die Mess- noch die Simulationsdaten.

Zusätzlich zu der bereits angeführten Messreihe „t4“ wurde derselbe Zustand mithilfe eines Magnetventils mit einem kleineren Durchflusskoeffizienten vermessen. In diesem Fall ist der Massenstrom, der durch das Ventil strömen kann, geringer. Die Auswirkung des zusätzlichen Drosselns zeigt die im Diagramm 36 grün dargestellte Messreihe. Anhand dieser wird offensichtlich, dass der Grad der Durchbiegung der gedrosselten Messreihe weniger ausgeprägt, also der Gesamtverlauf eher linear, ist. Ein weiterführender Vergleich der Verläufe der blau

dargestellten Messreihe „t4“ mit der grün gekennzeichneten zeigt, dass diese vom Lamellenfuß bis ca. 25 mm nahezu identisch verlaufen. Gleiches gilt für die Lauflänge ab ca. 45 mm bis zur Spitze. Die Abweichungen des dazwischenliegenden Segments bzw. der Grad der Durchbiegung muss demnach hauptsächlich auf den geringeren Massenstrom zurückgeführt werden können. Zu Gunsten der besseren Erkennbarkeit ist im folgenden Diagramm 37 der Bereich um die Saugbohrung vergrößert dargestellt.

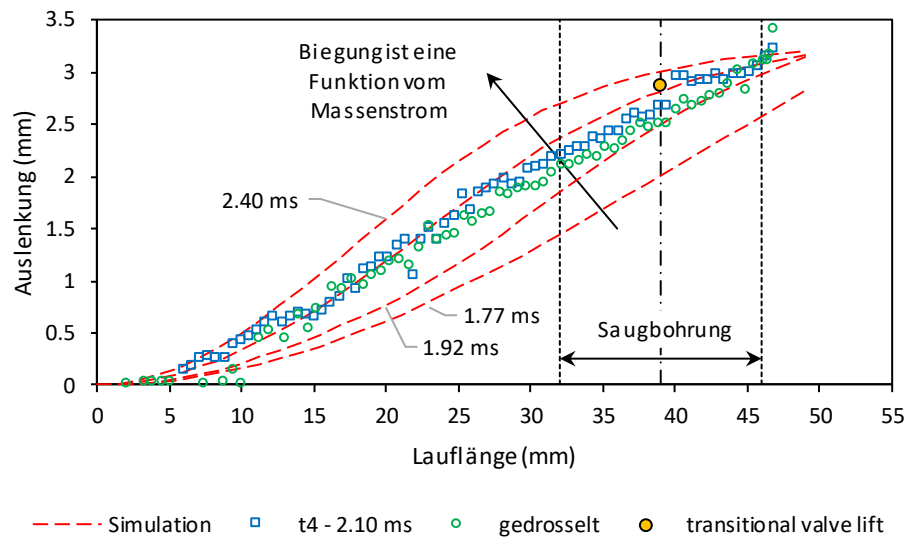


Diagramm 36: Erweiterung vom Diagramm 35 um den Punkt „transitional valve lift“ sowie eine gedrosselte Messreihe

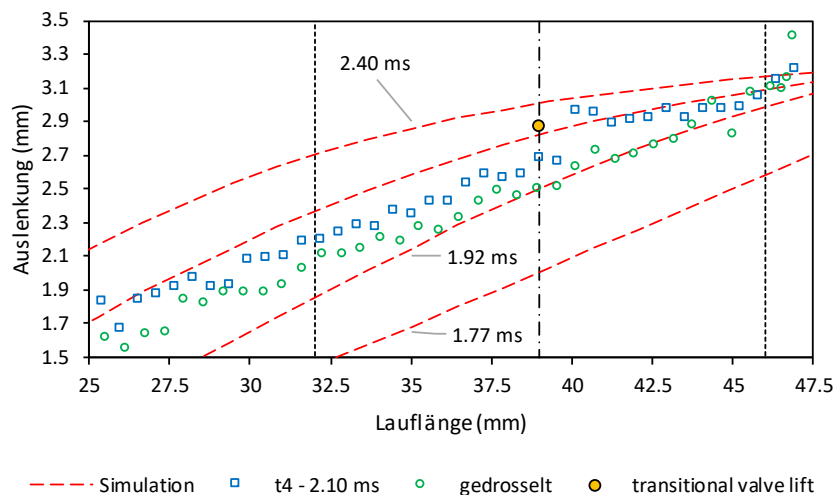


Diagramm 37: Detaildarstellung von Diagramm 36; die Saugbohrung besitzt einen Radius von 7 mm um ihre Mittellinie bei 39 mm

Der betragsmäßig geringe Unterschied der beiden, im Diagramm 37 angeführten, Messreihen stellt hierbei das entscheidende Indiz dar. Die jeweils parallel angreifenden Kraftanteile von Massenstrom und Druckdifferenz haben das Maximum an Auslenkung bewirkt. Der Beitrag des

Erstgenannten ist jedoch, selbst im Fall der Messreihe „t4“, zu gering. In der Simulation hingegen kann aufgrund der Einlass-Randbedingung beliebig viel Masse nachströmen. Für eine weiterführende Analyse werden einerseits die auf die Lamelle angreifenden Kraftkomponenten und andererseits die bereits Parameter der wirksamen Kraftangriffsfläche und des Durchflussquerschnitts (vgl. Gleichungen (5.2) und (5.3) im Kapitel 5.1) verwendet. Die zugehörigen Daten sind im Diagramm 38 bzw. im Diagramm 39 dargestellt.

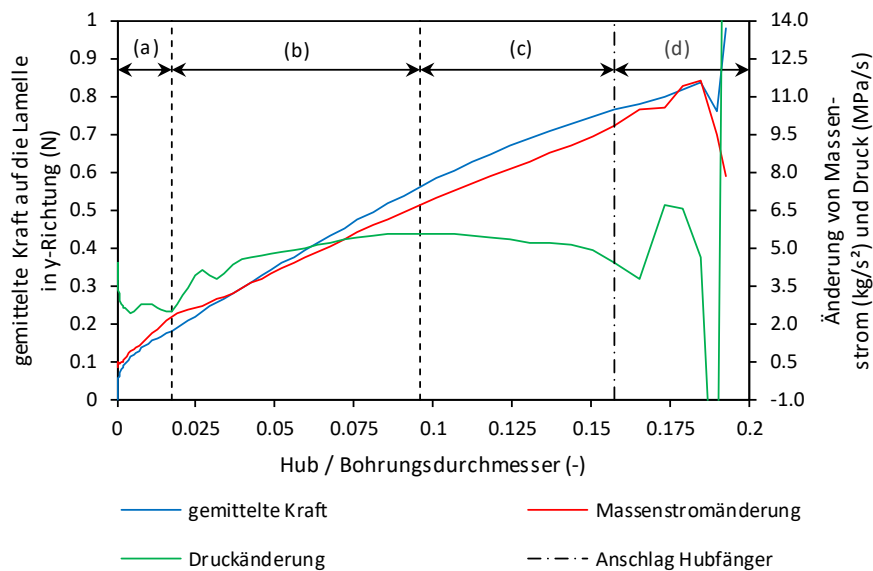


Diagramm 38: Kraftanteilsuntersuchung zum „transitional valve lift“ (Simulationsdaten); a) durch die Druckdifferenz dominiert; b) Übergangsbereich; c) vom Massenstrom bestimmt; d) Kraftableitung über den Hubfänger

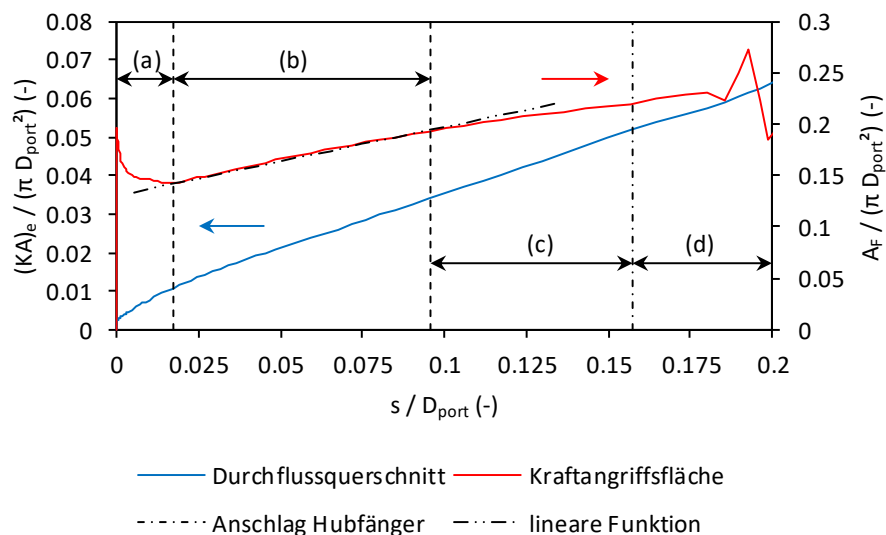


Diagramm 39: Wirksamer Durchflussquerschnitt und Kraftangriffsfläche (Simulationsdaten)

Für die Kraftanalyse werden die, auf die Lamelle angreifende, Kraft in y-Richtung, der über die Lamelle abfließende Massenstrom sowie der angreifende Druck herangezogen. Mithilfe der beiden Letztgenannten ist eine Bewertung des jeweiligen Anteils an der Auslenkung möglich. Dabei gilt zu beachten, dass in dieser Simulation der Druck als Randbedingung für den Einlass vorgegeben ist (vgl. Kapitel 4.5). Dieser steigt linear als Funktion der Zeit an, wodurch dessen direkte Verwendung für einen Vergleich wenig Aussagekraft besäße. Entsprechend werden an dieser Stelle zur Identifizierung von Extremstellen bzw. Wendepunkten im Diagramm 38 die differentiellen, zeitlichen Änderungen des Drucks und des Massenstroms auf der Lamellenoberfläche dargestellt. Sämtliche Größen sind dabei flächengemittelt. Weiterhin wird, um den Vergleich mit Literaturdaten zu ermöglichen, das Verhältnis von Ventilhub zu Bohrungsdurchmesser auf der Abszissenachse dargestellt. Zusätzlich zeigt das Diagramm 39 die Verläufe der Parameter der wirksamen Kraftangriffsfläche bzw. des wirksamen Durchflussquerschnitts, welche ebenfalls bei der folgenden Bereichseinteilung verwendet wurden:

- a) In diesem Bereich liegt eine im Mittel konstante Druckdifferenz über der Lamelle an (vgl. Diagramm 38) vor, wobei der Betrag des eingangsseitigen Drucks stetig steigt. Die in der Bohrung enthaltene Gasmasse wird entsprechend beschleunigt, besitzt aber aufgrund ihrer Trägheit noch einen geringen Anteil an der Gesamtkraft. Der, bis zu einem maximalen Hub von rund 0.24 mm entstehende, Spalt bietet nur einen geringen Durchflussquerschnitt. Zusätzlich strömt die Masse sowohl von Seiten der Saugbohrung als auch vom Arbeitsraum ein, weshalb, dem Impulssatz folgend, die auf die Platte angreifende Kraft nicht der Druckdifferenz folgt (vgl. Diagramm 39). Mit Erreichen des Minimums der Kraftangriffsfläche endet diese Phase.
- b) In dem sich anschließenden Übergangsbereich nimmt der Kraftanteil der Druckdifferenz ab und der des Massenstroms zu (vgl. Diagramm 38). Anhand von Diagramm 39 wird der lineare Anstieg der Kraftangriffsfläche offensichtlich, der diese Phase charakterisiert. Der Wendepunkt der Druckänderung markiert das Ende dieses Bereichs sowie den Umschlagpunkt des Regimes.
- c) Dies ist das vom Massenstrom bestimmte Intervall. Durch den steigenden Ventilhub sinkt die wirksame Kraftangriffsfläche (vgl. Diagramm 39). Dies wird durch die parallel abnehmende Druckdifferenz, welche anhand des negativen Anstiegs im Diagramm 38 ableitbar ist, teilweise kompensiert. Im Gegenzug nimmt die wirksame Durchflussfläche stetig zu und mehr Masse kann strömen. Am Ende dieser Phase beträgt der Ventilhub rund 2.2 mm.
- d) Zu Beginn dieses Abschnittes hat das freie Ende der Lamelle den Kontakt mit dem Hubfänger hergestellt. Die damit verbundene Änderung der Lagerung bewirkt eine teilweise Ableitung der angreifenden Kräfte. Der unter der Saugbohrung befindliche Teil der Lamelle bewegt sich aufgrund seiner Massenträgheit weiter. Durch das Abprallen vom Hubfänger ändert sich die Bewegungsrichtung des Ventils, welche durch die weiterhin angreifenden Kraftanteile von Druck und Massenstrom gedämpft und in der Konsequenz umgekehrt wird.

Der Zeitpunkt des Regimewechsels kann auch mit den Hubinformationen der Lamelle korreliert werden. Dies ist im Diagramm 40 abgebildet. Anhand dessen wird die Signifikanz des Bezugspunkts für die Hubinformationen verdeutlicht. Während die Lamellenspitze bei einem Hub zu Bohrungsverhältnis von 0.158 zum Zeitpunkt 1.83 ms den Kontakt mit dem Hubfänger bereits hergestellt hat, befindet sich die Lamelle auf Höhe der Mitte der Saugbohrung bei rund 2.2 mm.

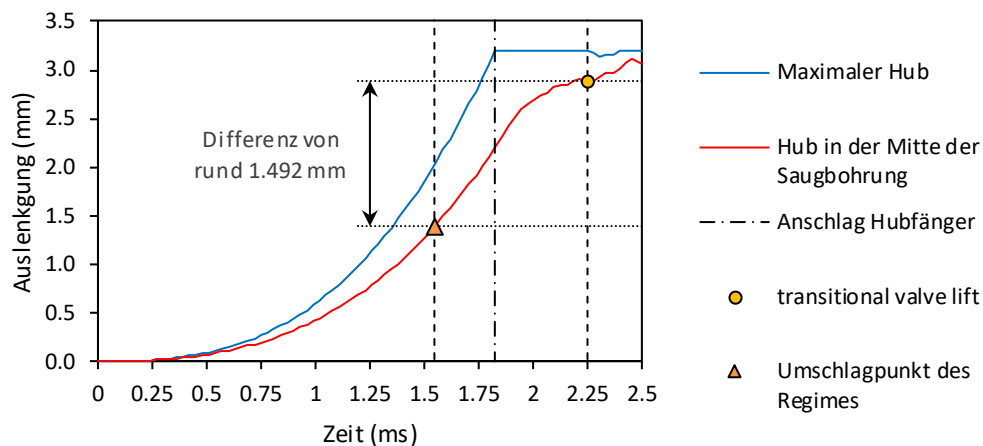


Diagramm 40: Darstellung der berechneten Hubkurven der Lamellenspitze und in der Mitte der Saugbohrung sowie der Umschlagpunkte (Komponentenprüfstand; Simulationsdaten)

Bei einem Eintragen des „transitional valve lift“ wird deutlich, dass eine Anpassung der Definition erforderlich ist. Auf Basis der Daten von Diagramm 38 befindet sich der Umschlagpunkt bei einem Hub-zu-Bohrungsverhältnis von rund 0.096. Dies entspricht dem Zeitpunkt von 1.55 ms in der Simulation bzw. einem Hub von 1.39 mm. Demnach befindet sich der Umschlagpunkt rund 1.49 mm vom „transitional valve lift“ entfernt. Dies entspricht einem Faktor von ca. 2.1, der durch eine Vielzahl von Größen beeinflusst wird, deren Untersuchungen den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würden. Zusammengefasst bildet das derzeitige Modell des „transitional valve lift“ die Strömungsbedingungen eines Lamellenventils nur unzureichend ab.

6.2.3 Weitere Simulationsergebnisse: die Spannungsbelastung aufgrund der Torsionsbewegung

Mithilfe des simulierten und validierten Öffnungsvorgangs können weitere Analysen durchgeführt werden. Hierfür wird beispielhaft derjenige Zeitpunkt angeführt, zu dem die Lamelle bereits an den Hubfänger gedrückt ist. Eine geschlossene Darstellung von Druck, Verschiebung in y- und z-Richtung sowie der von-Mises-Vergleichsspannung zeigt die Abbildung 74. Während die Veranschaulichungen auf der linken Seite, z. T. aus der Literatur (z. B. [38], [83]) bekannt sind, werden die rechtsseitigen Darstellungen eher ohne Skalierung und nur schematisch bzw. auf die neutrale Faser der Lamelle bezogen publiziert ([37], [189], [190]). Die genauere Betrachtung der Abbildungen zeigt anhand der Verschiebung in z-Richtung (Abbildung 74 unten rechts), dass eine Torsionsbewegung stattfindet.

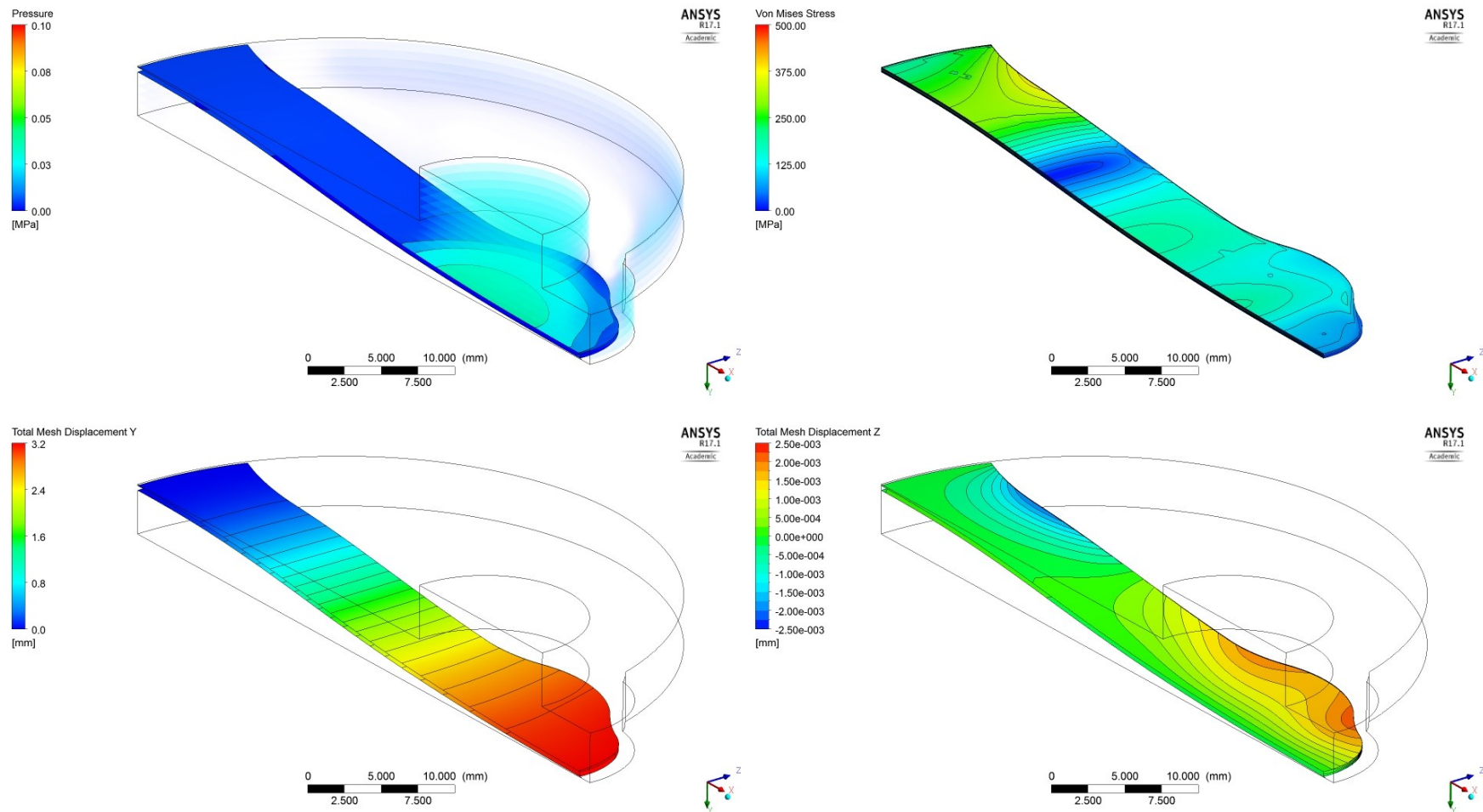


Abbildung 74: Simulationsergebnisse für den exemplarischen Zeitpunkt 88 (0.00264 s) für Druck, von-Mises-Vergleichsspannung und absoluter Verschiebung in y und z Richtung

Im Rahmen dieser Arbeit ist die y-Achse auf die Bewegungsrichtung von OT zu UT bezogen. Die kreisförmige Ausbreitung der Druckbeaufschlagung sowie die Kontur führen dazu, dass das Fluid über die Übergangsstellen der kreisförmigen Verbreiterung abfließt. In der Folge entsteht ein lokales Kraftmaximum, das wiederum zu einer Biegung in positiver y-Richtung führt. Als Reaktion auf diesen Vorgang, wird die eingebrachte Belastung innerhalb des Werkstoffs durch eine Bewegung abgebaut. Die Lagersituation bedingt wiederum, dass dies nur durch die besagte Drehung möglich ist. Dieses Phänomen wird anhand der Abbildung 74 ersichtlich. Daraus lässt sich ableiten, dass eine Betrachtung der Vergleichsspannung in der neutralen Achse den real vorliegenden Zustand nicht vollständig widerspiegelt. Vielmehr sollte eine segmentweise Analyse über der Lamellenbreite erfolgen. Hierfür wird exemplarisch die neutrale Faser, die in diesem Fall der Symmetrieachse entspricht, mit einem parallel, vor der Außenkante des Lamellenfuß, ausgeführten Schnitt verglichen. Die zwei Extremfälle sind in Diagramm 41 bis Diagramm 43 gegenübergestellt. In den Darstellungen repräsentiert stets der obere Verlauf die neutrale Faser. Allgemein wird erkenntlich, dass die Auslenkung in y-Richtung betragsmäßig drei Größenordnungen über der in z-Richtung ist. Nichtsdestotrotz verdeutlicht die Analyse den Anteil der Torsionsbewegung.

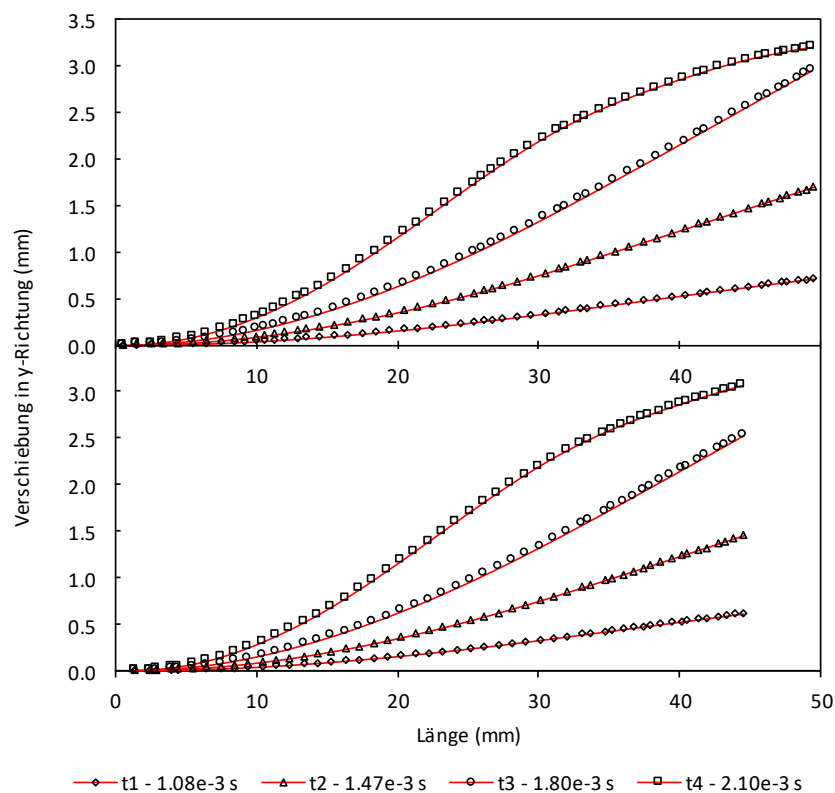


Diagramm 41: Vergleich der berechneten Verschiebung in y-Richtung; oben: neutrale Faser, unten: Außenkontur (Simulationsdaten)

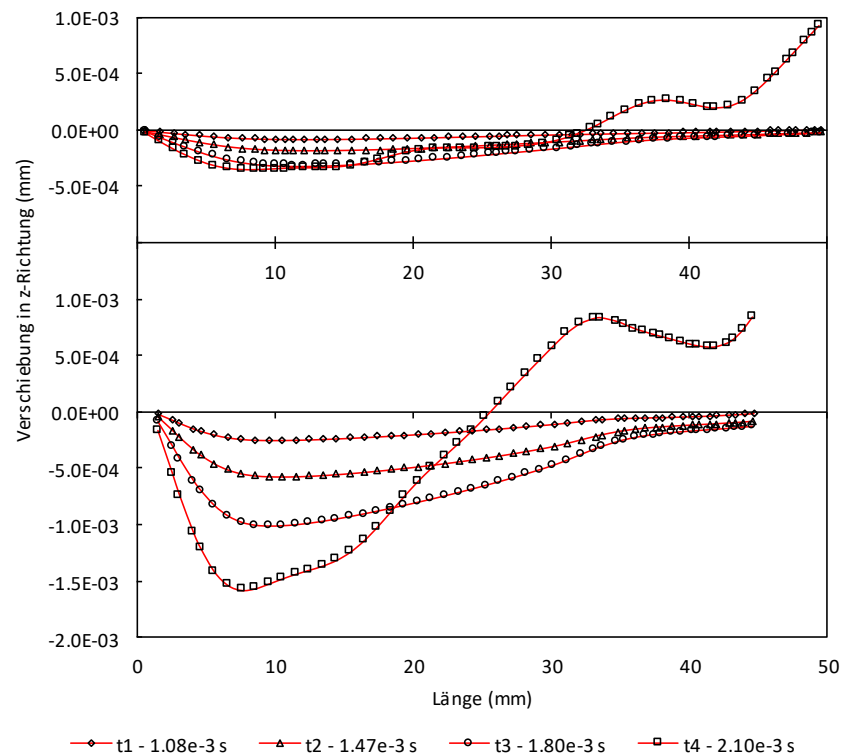


Diagramm 42: Vergleich der berechneten Verschiebung in z-Richtung; oben: neutrale Faser, unten: Außenkontur (Simulationsdaten)

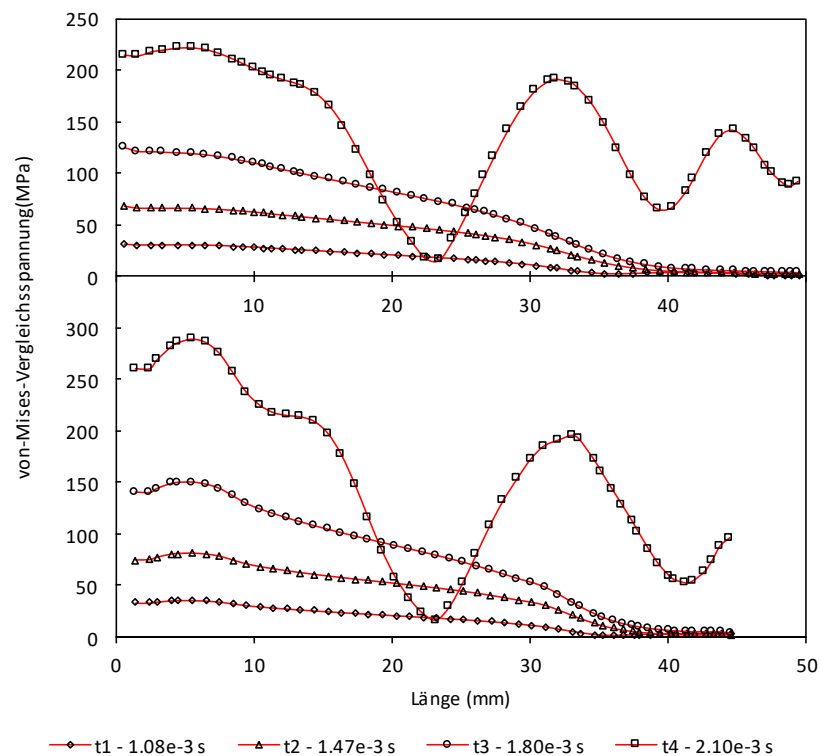


Diagramm 43: Vergleich der berechneten von-Mises-Vergleichsspannung; oben: neutrale Faser, unten: Außenkontur (Simulationsdaten)

Anhand der maximalen Vergleichsspannungswerte kann ein Zuwachs von rund 25.4 % abgelesen werden. In Anbetracht der hier vorliegenden, idealen Randbedingungen und der Tatsache, dass eine der Hauptanforderungen an die Lamelle das schnelle Öffnen bzw. Schließen eines möglichst großen Strömungsquerschnitts ist, überrascht dieser Anstieg des Maximums. Dieser Extremwert befindet sich zwar weiterhin unterhalb der für den verwendeten Stahl kritischen Parameter [191], innerhalb eines realen Verdichters wären allerdings potentiell weitere Einflüsse vorhanden. Deren Überlagerung kann schlussendlich zu noch extremeren Verdrehungen führen. Beispiele hierfür sind insbesondere eine pulsierende Strömung oder eine konstruktiv bedingte exzentrische Anströmung. In der Folge steigt die Wahrscheinlichkeit, dass die Lamelle beim Schließvorgang schräg auf die Ventilsitzplatte aufprallt und Schaden nimmt. Während der für diese Arbeit durchgeführten Versuche sind allerdings keinerlei Defekte entstanden.

6.3 Versuche am Verdichterleistungsprüfstand

6.3.1 Querrichtung

Die erstmalig veröffentlichte, messtechnische Erfassung der Bewegung einer Lamelle quer zur Symmetrieachse ist ein zentraler Punkt dieser Arbeit. Dementsprechend wurden solche Untersuchungen ebenfalls am Verdichterleistungsprüfstand durchgeführt. Anhand der Ausführungen der Kapitel 5.2.3 und 5.3 unterliegen diese Versuche zusätzlichen, dem Aufbau geschuldeten, Herausforderungen. Insbesondere das Öl beeinflusst die Datenerfassung signifikant. Dementsprechend ist die final verfügbare Datenmenge deutlich geringer und erfordert mehr Post-Processing. Dies kann sich in abgeschatteten Regionen sowie auch in verschobenen Strukturen manifestieren. Ein Vergleich der in den erfassten Profilen identifizierbaren Strukturen, beispielsweise mithilfe der Proof-of-Concept-Messungen (vgl. Anhang K), ist auch bei den Messungen in Querrichtung unabdingbar. In dem Diagramm 44 sind die Daten aus der Simulation und den Versuchen parallel aufgetragen. Hierzu sei angemerkt, dass an dieser Stelle von einer Spiegelung der berechneten Daten abgesehen wurde. Weiterhin erfolgte, aufgrund der Messdatenbasis und zu Gunsten der Lesbarkeit, eine Einschränkung der Lauflänge über der Lamellenbreite. Die Bezeichner entsprechen erneut jeweils den Zeitpunkten der Simulation.

Das Diagramm 44 zeigt vier exemplarische Zeitpunkte der Simulation, die durch die Messdaten bestätigt werden. Der Vergleich der Ergebnisse mit denjenigen Publikationen, in denen optische Verfahren innerhalb eines Kompressors eingesetzt wurden (z. B. [39], [43], [47], [48], [192]), zeigt, dass einzig Buligan und Kollegen ([39], [47]) eine Beeinflussung durch Reflexionen bzw. Streuung von Licht durch Öl beschreiben. In ihren Experimenten verwendeten sie einen Hermetikverdichter aus dem Bereich der Haushaltskälte. Entsprechend war in diesem, aufgrund der geometrischen Verhältnisse, ein Einbau eines Rohrstückes zur Isolation des Laserlichts möglich. Im Fall des hier verwendeten halbhermetischen Verdichters wäre die Strömung in einem nicht zu vertretenden Ausmaß beeinflusst worden. Sonst werden in den Veröffentlichungen vor allem punktuelle Messverfahren beschrieben. Dies reduziert die Bewertung der Ergebnisse auf das Minimum der Plausibilitätsprüfung.

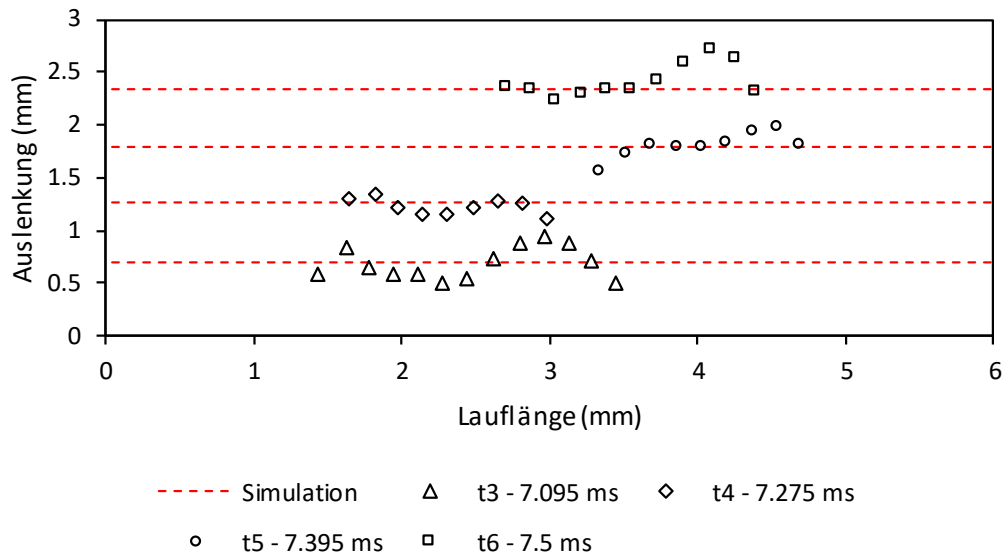


Diagramm 44: Vergleich der Messungen der Auslenkungen in Querrichtung vom Verdichterleistungsprüfstand und der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; gefilterte Daten

Bezugnehmend auf die in Diagramm 44 mit Rauten dargestellte Reihe „t4“ entsprechen die, von links gelesenen, ersten drei Auslenkungen den gerundeten Hüten von 1.32 mm, 1.35 mm und 1.23 mm. Punktuell betrachtet ist jeder von diesen plausibel. Erst die parallele Darstellung offenbart die Abweichung von der zugeordneten Grundlinie. Der erkennbare Wellenschlag ist dabei eine Folge von dem über die Lamelle abfließenden Öl. Dieses bildet konzentrische Ellipsen um die Saugbohrungsmittelpunkte aus. Aufgrund des mittigen Stauhügels (vgl. Ausführungen in [69]), an dem der Druck maximal und die Geschwindigkeit minimal sind, ist an dieser Stelle die geringste Ölschichtdicke zu erwarten. Diese wächst wellenförmig in radialer Abhängigkeit, wodurch die Messergebnisse derart beeinflusst werden. Zusätzlich sind die erfassten Profile, durch den stark variierenden Fluss an Schmiermittel, entlang der Abszissenachse zueinander verschoben. Dennoch ist die generelle Übereinstimmung der Mittelwerte von Simulation und Messung als Bestätigung zu werten, weswegen weitere Erkenntnisse anhand der Simulationsdaten abzuleiten sind. Hierfür wird zunächst der zeitliche Verlauf der verschiedenen Hübe in Querrichtung, bezogen auf die Mittellinie der Saugbohrung, über der Lauflänge in Diagramm 45 aufgetragen.

Anhand von Diagramm 45 wird offensichtlich, dass sich die Lamelle über weite Teile ihres Hubs parallel zur Ventilsitzplatte bewegt und erst durch den Kontakt mit dem Fänger bzw. dem Sitz einen parabolischen Verlauf annimmt. In der Folge ist die Belastung auch in diesen Zeitpunkten am größten. Eine Gegenüberstellung der Vergleichsspannungen (Diagramm 46 und Diagramm 47) zeigt, dass sich die Beträge um rund eine Größenordnung unterscheiden. Insbesondere der Zeitpunkt „t1“ weist starke Anstiegsänderungen in seinem Verlauf auf. Entsprechend ist dieser Zustand bei einer Auslegung der Lamelle gesondert zu bewerten. Zur weiteren Analyse muss die Belastung durch den angreifenden Druck sowie das Strömungsbild untersucht werden.

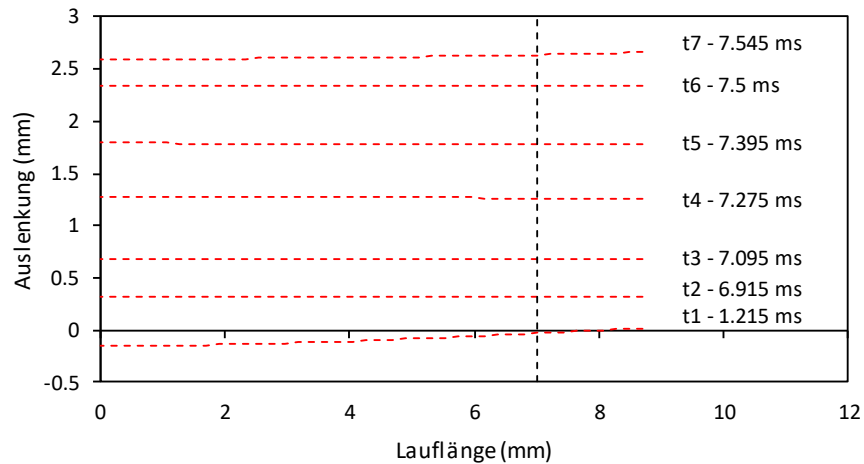


Diagramm 45: Zeitlicher Verlauf der berechneten Hübe in Querrichtung; die vertikal, gestrichelte Linie markiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten)

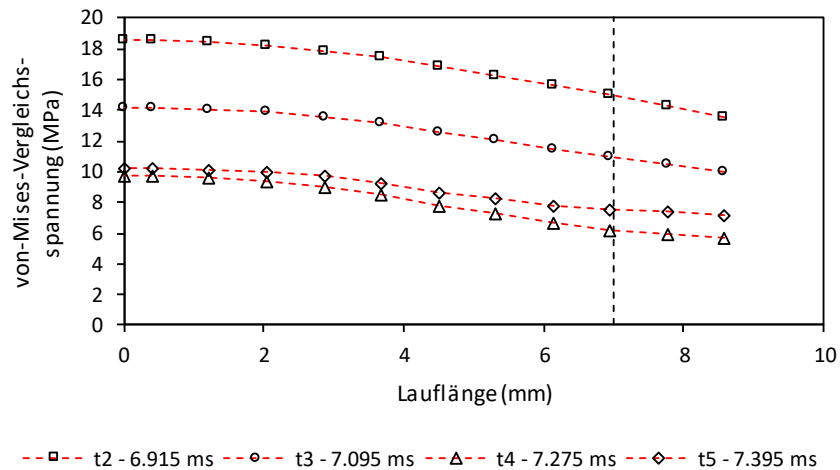


Diagramm 46: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung in Querrichtung der Zeitpunkte „t2“, „t3“, „t4“ und „t5“; die vertikal, gestrichelte Linie markiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten)

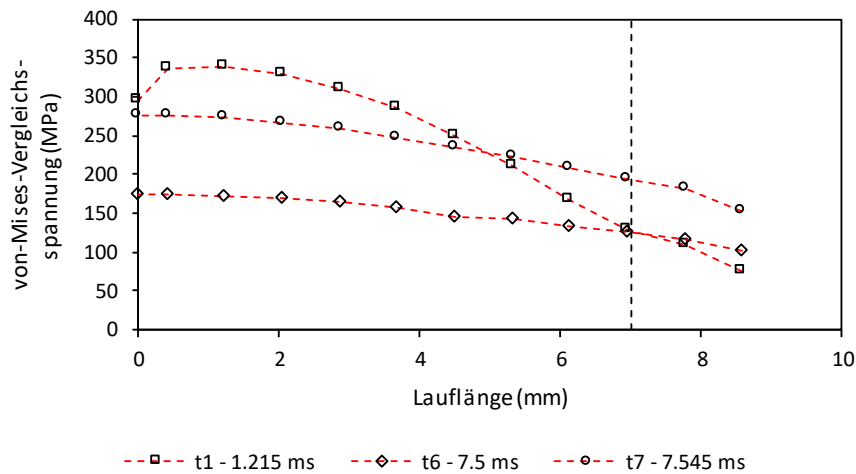


Diagramm 47: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung in Querrichtung der Zeitpunkte „t1“, „t6“ und „t7“; die vertikal, gestrichelte Linie markiert den Außenradius der Saugbohrung (Simulationsdaten)

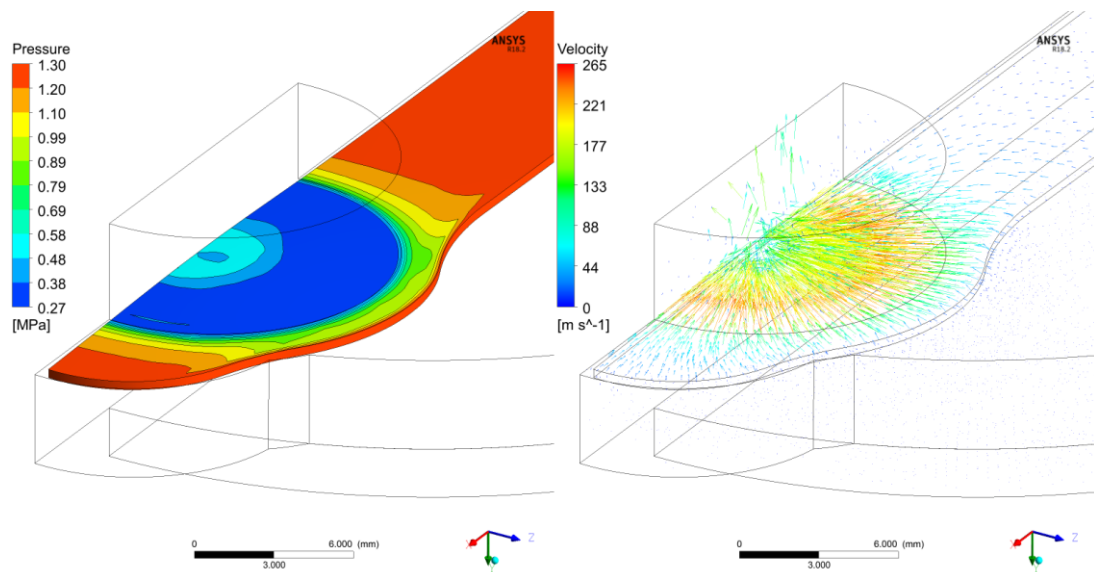


Abbildung 75: Druckbeaufschlagung und Strömungsvektorplot der Lamelle im Zeitpunkt „t1“

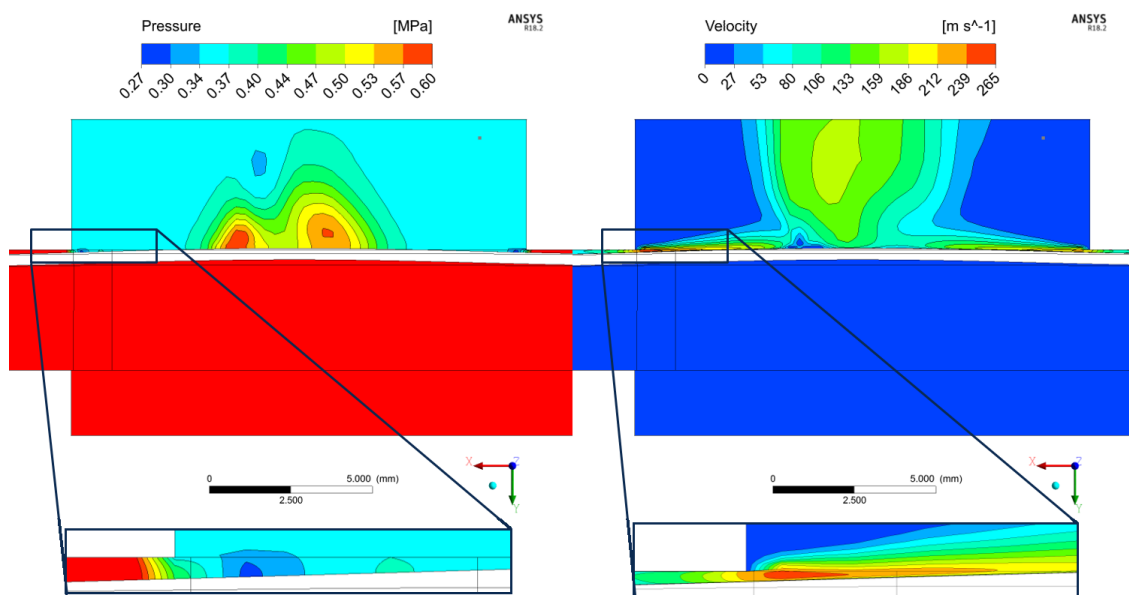


Abbildung 76: Druckbeaufschlagung und Geschwindigkeitsplot im Saugstutzen sowie im Spalt oberhalb der Lamelle im Zeitpunkt „t1“ (vergrößert)

Anhand von Abbildung 75 folgt, dass die Lamelle durch den anliegenden Hochdruck in die Saugbohrung gepresst wird. Der Spalt, der aus Modellierungsgründen vorzuhalten ist (vgl. Kapitel 4.4), bedingt einen Leckagemassenstrom vom Arbeitsraum zum Saugstutzen. Die scharfkantige Gestaltung der Bohrung führt zu einem Ablösegebiet an der Wand ([69], [137], [193]), wodurch sich der Saugdruck von 3,6 bar auf einem großen Teil der Lamellenoberfläche einstellt. Eine Ausnahme bildet das, auf die Lamelle projizierte, Zentrum der Bohrung. Hier beträgt der Druck rund 5 bar. In der Folge ist die lokale Belastung, wie in Diagramm 47 abgebildet, geringer. Im idealen Fall hingegen würde das Ventil vollends schließen. Der restliche, verbleibende Spalt wäre in der Größenordnung der Oberflächenrauigkeit und zusätzlich durch

das vorhandene Öl abgedichtet. Dadurch würde der Massenstrom vom Arbeitsraum in den Saugstutzen unterbunden und die maximale Druckdifferenz läge permanent an. Demzufolge wären die Spannungsbelastung sowie die Auslenkung in den Sitz geringfügig größer.

Als einfaches Modell zur überschlägigen Berechnung von Spannung σ_r und Durchbiegung v kann für diesen Fall die gleichmäßig belastete Kreisplatte mit Radius R sowie Dicke h mit gelenkig gelagertem Rand herangezogen werden [194]. Dabei wird der Freiheitsgrad des Systems auf zwei reduziert:

$$\sigma_r = \sigma_t = 1.24 \cdot \Delta p \frac{R^2}{h^2} \quad (6.1)$$

$$v = 0.696 \cdot \Delta p \frac{R^4}{E \cdot h^3} \quad (6.2)$$

Unter Verwendung der geometrischen Daten (Tabelle 1) sowie Informationen zum angreifenden Druck aus der Simulation (Abbildung 75 bzw. Abbildung 76) folgt eine Vergleichsspannung von 435.08 MPa. Die Durchbiegung beträgt dabei rund 0.163 mm. Verglichen mit den Maxima aus dem Diagramm 45 und dem Diagramm 47 folgt eine Abweichung von 21.1 % (343.28 MPa) respektive 8.11 % (0.15 mm). Im Sinne der Festigkeitsberechnung ist die Belastung mithilfe des einfachen Gleichungssatzes größer ermittelt worden. Der dadurch entstehende Sicherheitsfaktor gegen Versagen wäre mit rund 1.27 entsprechend konservativ. Dennoch konnte mithilfe dieser Übersichtsrechnung die über die Simulation ermittelten Daten des Zeitpunkts „t1“ in ihrer Größenordnung bestätigt werden.

6.3.2 Längsrichtung

Analog zu den bereits dargelegten Versuchen werden die Simulationsergebnisse parallel zu den Messdaten aufgetragen. Das Diagramm 48 präsentiert hierzu vier Zeitpunkte bzw. Öffnungsgrade.

Entsprechend der gestiegenen Anzahl an einflussnehmenden Größen, die bereits detailliert in den Kapiteln 5.2.3 und 5.3 ausgeführt wurden, ist die Genauigkeit der Approximation der Simulationsdaten deutlich geringer. Vergleichend sei hierzu auf die Versuche am Komponentenprüfstand, deren Auswertung im Diagramm 35 dargestellt ist, verwiesen. Schwer quantifizierbare Mengen an Öl, die die Saugbohrungswand benetzen bzw. in Tropfenform mit dem Massenstrom in den Arbeitsraum transportiert werden, verwischen die zu bestimmenden Konturen. Zusätzlich tritt der bereits im vorherigen Kapitel 6.3.1 beschriebene Effekt der konzentrische Ellipsenbildung um die Saugbohrungsmittle auf. Dies wird u. a. anhand der mit „t7“ beschrifteten Messdaten ersichtlich. Innerhalb dieser scheint die Lamelle einen Knick von rund 0.2 mm bei 39.1 mm zu besitzen, der physikalisch einer plastischen Verformung gleichen würde. Wahrscheinlicher ist, dass Öl über die Lamelle strömte und, aufgrund des längeren Transmissionspfades, den gemessenen Abstand optisch verschoben hat (vgl. Kapitel 5.2.3d)).

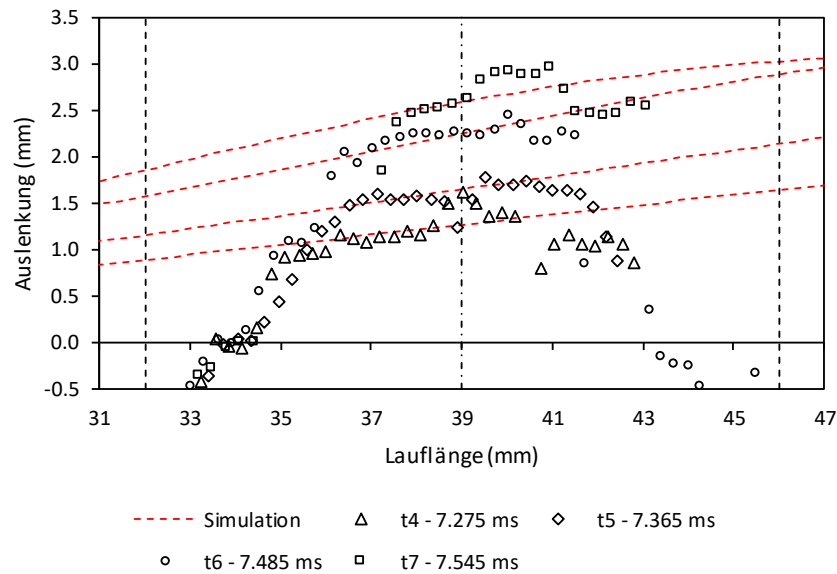


Diagramm 48: Vergleich der Auslenkungen in Längsrichtung von den Messungen des Verdichterleistungsprüfstands und der Simulation; die absoluten Zeitwerte sind der Simulation entnommen; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung

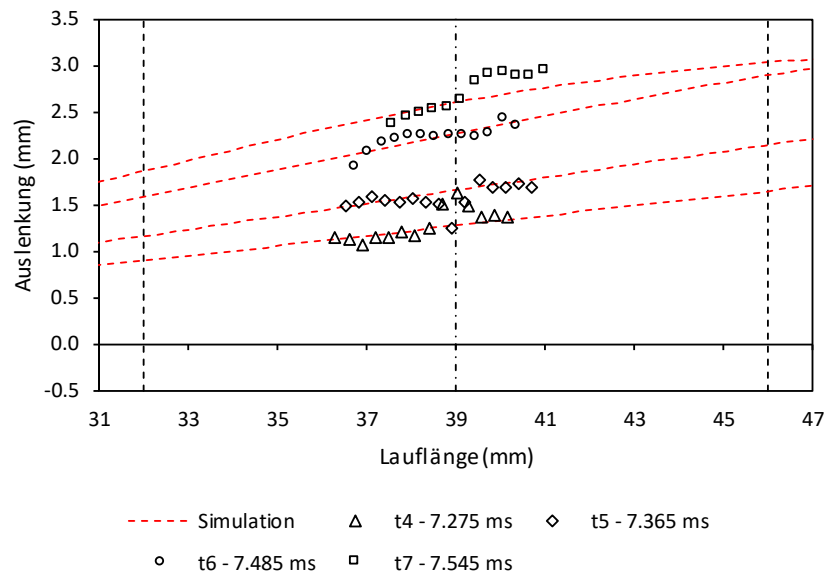


Diagramm 49: Gefilterte Daten des Diagramm 48; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung

Die sich in Diagramm 48 rechts anschließenden, der Trendlinie „t6“ folgenden, sechs Punkte, sind durch die Reflexion von der Unterseite der Ventil Sitzplatte zu erklären. Das einfallende Laserlicht erfährt lokal eine Verstärkung durch eine Akkumulation des Öls. In der Folge besitzt das reflektierte Licht, trotz des zusätzlichen Reflexionspfades, eine ausreichende Intensität, um von dem LPS als gültiges Signal bewertet zu werden. Analoges gilt für die Bewertung der Signale linksseitig der Mittellinie. Hier ist zusätzlich die optische Abschattung aufgrund der Bohrung

zu beachten, die den Messbereich einschränkt. Diese Datenpunkte können einerseits durch Post-Processing gefiltert werden, wie das Diagramm 49 zeigt, offenbaren aber andererseits die Grenzen der Messmethode.

Nichtsdestotrotz wird ersichtlich, dass der berechnete, polynomiale Zusammenhang die Messdaten gut nähert und durch diese bestätigt wird. Entsprechend können an dieser Stelle weitere Erkenntnisse mithilfe der Simulationsergebnisse abgeleitet werden. Hierfür erfolgt zunächst eine Darstellung des gesamten Bewegungsvorgangs, den die Lamelle während des Ansaugens durchläuft.

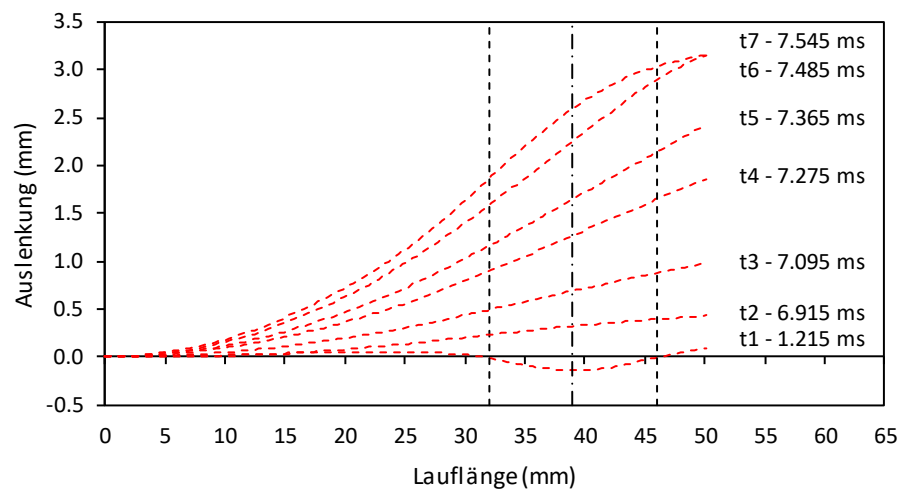


Diagramm 50: Zeitliche Darstellung des Bewegungsvorgangs einer Sauglamelle beim Ansaugen; die Zeitpunkte „t4“ bis „t7“ entsprechen den für den Vergleich herangezogenen aus Diagramm 48; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)

Dem Diagramm 50 ist zu entnehmen, dass die Lamelle zu Beginn in ihren Sitz gedrückt wird. Dies ist der angreifenden Druckdifferenz zwischen Arbeitsraum und Saugkammer geschuldet, die am Ende eines Arbeitsspiels des Zustandspunkts 2 rund 9 bar beträgt. Dabei erfährt sie eine Auslenkung von ca. 0.15 mm in die Saugbohrung hinein. Im weiteren Verlauf bewegt sich der Kolben von der OT in die UT. Das Volumen des Arbeitsraumes wird vergrößert, die Druckdifferenz zunächst ausgeglichen und schließlich invertiert. Der Vorgang der Egalisierung dauert rund 5.22 ms. Bezogen auf den mit „t7“ beschrifteten Zeitpunkt bedeutet dies, dass das restliche Öffnen in rund 1.11 ms stattfindet. Ein entsprechendes Bild zeigen die Vergleichsspannungen. Aufgrund der unterschiedlichen Größenordnungen sind die betragsmäßig stark belasteten Zeitpunkte separat dargestellt. Das Diagramm 51 zeigt ein, zu den in Diagramm 43 abgebildeten Spannungsinformationen, vergleichbares Bild und wird demnach nicht weiter detailliert ausgeführt. Anzumerken ist, dass die Datenreduktion aus Gründen der Lesbarkeit sowie der Approximationsgüte geändert wurde. Während in Diagramm 51 nur jeder vierte Wert abgebildet wird, werden in dem Diagramm 52 bzw. in dem Diagramm 53 der jeweilige vierte Wert nicht dargelegt.

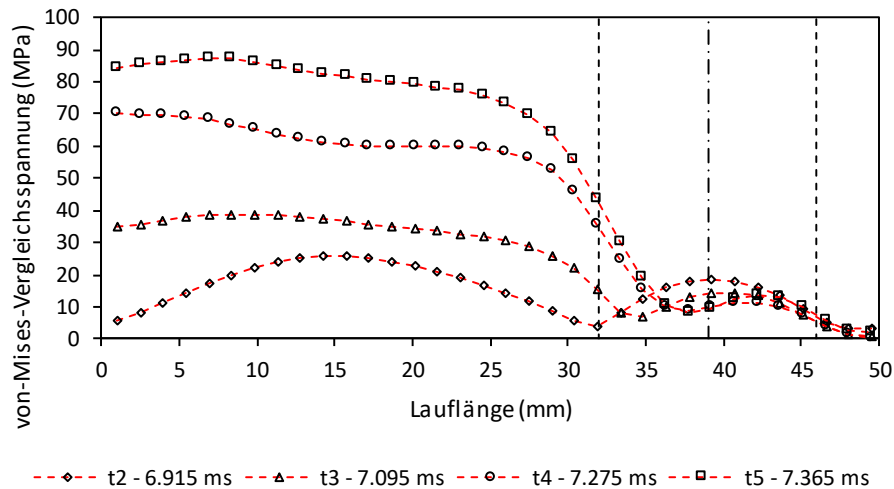


Diagramm 51: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung der neutralen Faser der Zeitpunkte „t2“, „t3“, „t4“ und „t5“; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)

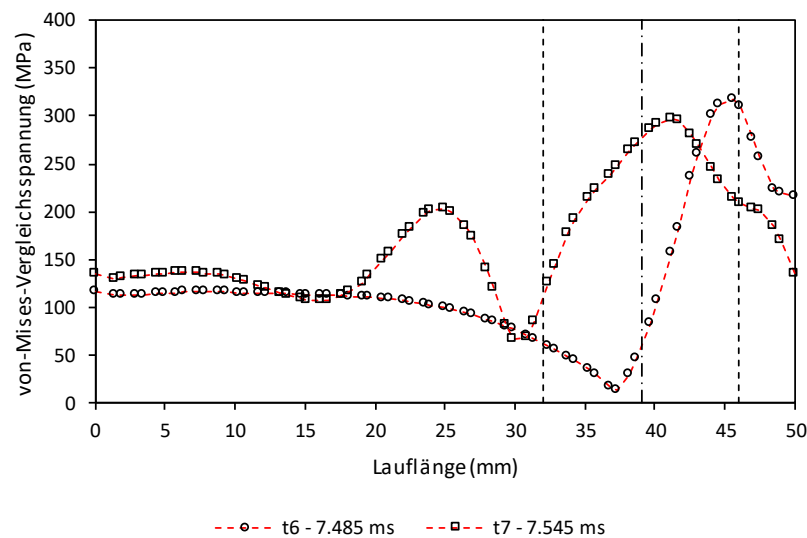


Diagramm 52: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung der neutralen Faser der Zeitpunkte „t6“ und „t7“; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)

Bei den in Diagramm 52 dargestellten Zeitpunkten „t6“ und „t7“ ist die Spannungsbelastung am Kopf der Lamelle deutlich höher als bei den Simulationsdaten mit Luft. Als Ursache hierfür kann vor allem das deutlich größere Druckverhältnis identifiziert werden. Dennoch ist der prinzipielle Verlauf ähnlich. Weiterhin wird die wellenförmige Ausbreitung des Spannungsabbaus in Richtung des Lamellenfußes erkennbar.

Am größten ist allerdings die Belastung der Lamelle in dem Zeitpunkt „t1“. Anhand von Diagramm 53 wird die Auflagerreaktion im Spannungsbild ersichtlich. Der Ventil Sitz, der im vorliegenden Fall keine besondere Bearbeitung erhalten hat, über den sich die Lamelle durchbiegt, entspricht dem Saugbohrungsradius. Dieser kann anhand der Belastungsspitzen bei 32 bzw.

46 mm abgelesen werden. Dabei ist die dem Lamellenfuß zugewandte Seite in dem dargestellten Zeitpunkt höher belastet, was aus dem unterschiedlichen Spannungsabbau über die Länge des Ventils folgt. Während sich die Lamellenspitze frei bewegen kann, verhindert dies die Einspannung am Fuß. Entsprechend wird, analog zu den Zeitpunkten „t6“ und „t7“, die Belastung wellenförmig abgebaut. Allerdings bestimmt die Länge der Lamelle wie schnell Spannungsspitzen verarbeitet werden können. Nichtsdestotrotz ist der Betrag der maximal auftretenden Belastung bei dem Biegevorgang in die Saugbohrung deutlich größer, als in den folgenden Zeitpunkten. Materialgrenzen [191] werden dabei nicht überschritten. Doch auch diese Simulation ist frei von jedweder Schiefstellung und stellt damit einen Idealzustand dar, der im realen Anwendungsfall nicht derart vorliegt.

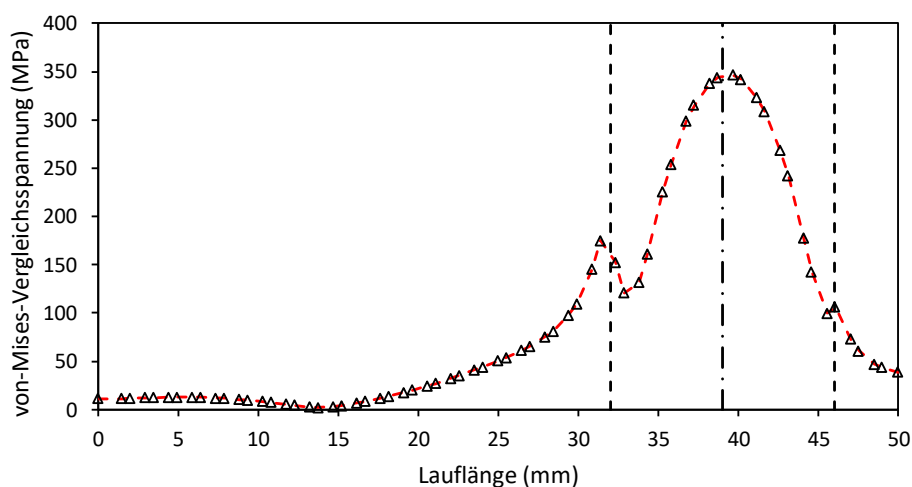


Diagramm 53: Berechnete von-Mises-Vergleichsspannung der neutralen Faser des Zeitpunkte „t1“; die gestrichelten Senkrechten markieren den Radius, die Strich-Punkt-Linie die Mittellinie der Saugbohrung (Simulationsdaten)

6.3.3 Weitere Simulationsergebnisse

Ein grundlegender Unterschied zwischen dem Komponenten- und dem Verdichterleistungsprüfstand liegt in der Erzeugung des Druckunterschieds. Während bei erstgenanntem Aufbau, sowohl in simulativer als auch in experimenteller Hinsicht, am Saugstutzen definiert Druck zugeführt wird, entspricht innerhalb des Verdichters die Volumenänderung der Eingangsgröße. Diese bedingt einen Druckabfall, der wiederum zu dem Ansaugen von Masse führt. Die Unterschiede lassen sich bereits anhand der bisher präsentierten Daten erkennen.

Hierzu wird im Weiteren der „transitional valve lift“ erneut aufgegriffen. Anhand der Daten, die mit Luft am Komponentenprüfstand ermittelt wurden (vgl. Kapitel 6.2.2), konnte abgeleitet werden, dass die von Kim und Groll [134] publizierte Definition bei Lamellenventilen Nacharbeit erfordert. Um ausschließen zu können, dass hierfür die Anströmung durch die Saugbohrung bzw. das gewählte Kältemittel ursächlich sind, erfolgt an dieser eine vergleichbare Analyse mit den Daten des Verdichterleistungsprüfstands (Diagramm 54). Dementsprechend sind an dieser Stelle nicht die zeitlichen Änderungen der Größen dargestellt.

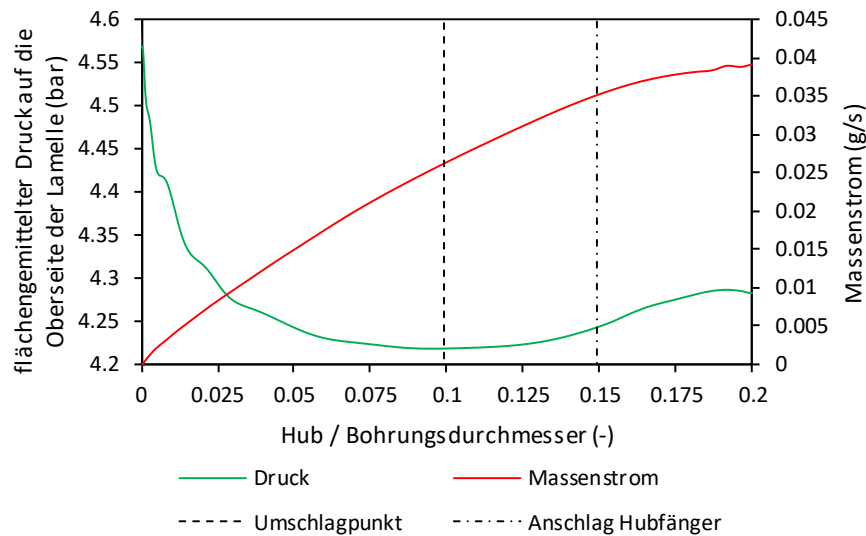


Diagramm 54: Flächengemittelter Druck auf die Oberseite der Lamelle und der Massenstrom für die Bestimmung des Umschlagpunkts des treibenden Regimes (Simulationsdaten)

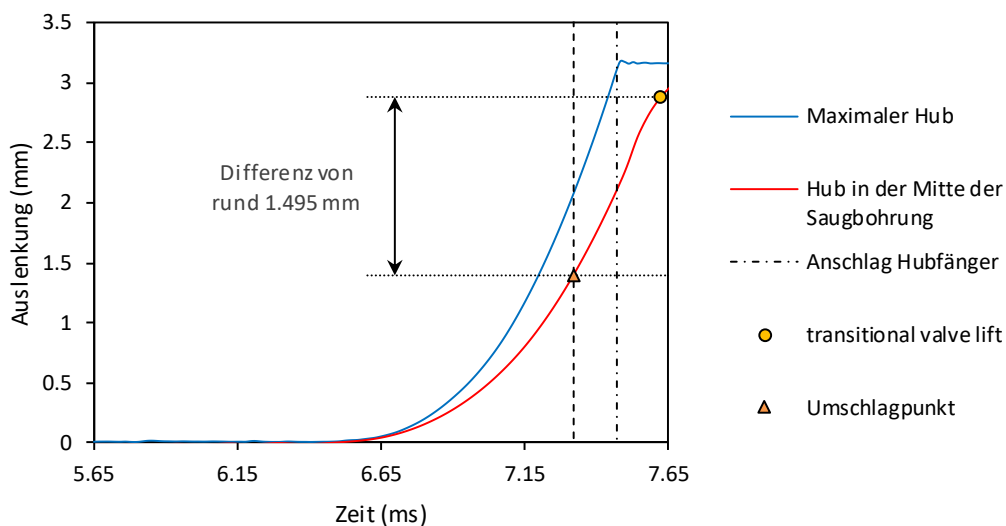


Diagramm 55: Darstellung der berechneten Hubkurven der Lamellenspitze und in der Mitte der Saugbohrung sowie der Umschlagpunkte (Simulationsdaten)

Anhand der Verläufe wird das Ausbilden des Umschlagpunkts deutlich. Dieser liegt bei einem Hub-zu-Bohrungsverhältnis von rund 0.1 bzw. beim Zeitpunkt von 7.32 ms. Mit dem Lamellenhub (Diagramm 55) korreliert, folgt eine Auslenkung von rund 1.39 mm. Dieser Wert entspricht dem des Komponentenprüfstands (Kapitels 6.2.2) und bestätigt damit die Unabhängigkeit von Arbeitsmedium und Art der Druckbeaufschlagung. Insgesamt zeigt sich, dass die Berechnung des „transitional valve lift“ nicht auf den hier vorliegenden Fall angewandt werden kann. Inwieweit eine grundsätzliche Eignung für Lamellenventile gegeben ist, lässt sich anhand der vorliegenden Datenbasis nicht beurteilen. Die Einfachheit der zugrundeliegenden Gleichung (5.1) bedingt grundlegende Abweichungen, allerdings sprechen die hier ermittelten, rund 1.5 mm eher für eine unzulängliche Modellbildung seitens der Autoren.

7 Zusammenfassung

Die messtechnische Analyse der Dynamik selbsttätiger Ventile war bereits Gegenstand einer Vielzahl von wissenschaftlichen Veröffentlichungen. Dabei sind dem Stand der Technik jedoch fast ausschließlich Abstandsinformationen zu entnehmen, die mithilfe von punktuellen Verfahren gewonnen wurden. Für die sich anschließende Modellbildung folgt zumeist zusätzlich die Reduktion auf eine einfache Ventilplatte, bei der üblicherweise die Strukturmechanik vernachlässigt wird. Dies ist, insbesondere bei der Beschreibung der Biegelinien von Lamellenventilen, die im Großteil der Verdichter verbaut sind, mit Fehlern verbunden.

Entsprechend wurden im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen mithilfe der Laserlinientriangulation durchgeführt. Dieses Messverfahren ermöglicht erstmals die Erfassung einer Reihe von aufeinander folgenden Abstandsinformationen und kam sowohl in einem Komponenten- als auch in einem Verdichterleistungsprüfstand zum Einsatz. Beginnend erfolgte in Erstgenanntem eine Qualifizierung im Labormaßstab. Hierzu wurde ein Vergleich mit dem am weitesten verbreiteten Messverfahren für die Ventilbewegung, den Dehnungsmessstreifen, durchgeführt. Die Übereinstimmung der Verläufe erwies sich als gut. Als wesentliche Vorteile konnten die rückwirkungsfreie Messung der Bewegung der Lamelle sowie die einfachere Analyse der Kippbewegung herausgestellt werden. Nachteilig wirkt sich jedoch die geringe Abtastrate aus, welche bei dem verwendeten LPS unterhalb von 4 kHz liegt. Dementsprechend war bei den durchgeführten Versuchen auf einen hohen Grad an Reproduzierbarkeit der stationären Zustände zu achten. Weiterhin wurden sämtliche, für eine Anlage im Kälte- bzw. klimatechnischen Bereich typischen Einflussgrößen analysiert, soweit wie möglich quantifiziert und bewertet. Dabei stellte sich, wie die Literatur bereits vermuten ließ, das zur Schmierung des Verdichters benötigte Kältemaschinenöl als Herausforderung heraus. Infolge der durchgeführten Versuche konnte die Verwendbarkeit des Verfahrens sowohl bei Ölfilmdicken kleiner als 1 mm als auch bei sämtlichen Kältemittelphasen nachgewiesen werden. Die hierfür benötigte Kompensation des Einflusses der Brechung des, von der Lamelle diffus reflektierten, Streulichts, wurde innerhalb dieser Arbeit sowohl mathematisch, als auch empirisch ausgeführt. Demnach konnte eine Integration in einen Verdichterleistungsprüfstand erfolgen. In diesem wurde die Bewegung des saugseitigen Lamellenventils mithilfe des LPS im laufenden Betrieb eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters aufgezeichnet. Das dabei eingesetzte Kältemittel war R449A. Bei diesen Versuchen zeigte sich erneut, dass die im Zylinderkopf befindliche Ölmenge den größten Einfluss auf die Messdaten besitzt. Dennoch konnten, nach einer Kalibrierung mithilfe bekannter, geometrischer Randbedingungen, reproduzierbare Ergebnisse gewonnen werden.

Insgesamt zeigt das Messverfahren eine sehr gute Eignung für die Erfassung der Ventilbewegung sowohl entlang als auch quer zur Symmetrieachse der Lamelle. Die dabei aufgezeichneten, zeitabhängigen Profile ermöglichten erstmals die Validierung bestehender Berechnungs- bzw. Simulationsmodelle. Dies sollte mit einer marktseitig verfügbaren Software erfolgen.

Entsprechend wurde eine dreidimensionale, numerische Simulation des Öffnungsvorgangs einer Sauglamelle erstellt. Da, für die ganzheitliche Untersuchung der Ventildynamik die Strukturmechanik mit einzubeziehen ist, wurden für die Modellbildung die Module der Fluidmechanik von ANSYS CFX mit der Strukturmechanik von ANSYS Mechanical zweiseitig gekoppelt. Dabei bedingte insbesondere die nichtlineare Bewegung der Lamelle Herausforderungen in der Bewältigung der Netzdeformation. Diese waren mithilfe der zielgerichteten Beeinflussung der Netzsteifigkeit durch eine Poisson-Gleichung lösbar. Der sich anschließende Vergleich der Simulationsdaten mit den Messergebnissen des Komponentenprüfstands zeigte eine gute Übereinstimmung über die gesamte, in den Versuchen erfasste, geometrische Länge. Dieses Resultat gilt sowohl entlang als auch quer zur Symmetrieachse. Die Simulation bildet damit ebenfalls die vorliegende Verkipfung der Lamelle korrekt ab. Anhand eines Vergleiches mit einem parallel durchgeführten Schnitt an der Lamellenaußenkante konnte gezeigt werden, dass die daraus folgende Spannungsbelastung rund 25 % höher ist.

Für den Vergleich der Simulation mit den Messdaten des Verdichterleistungsprüfstands war zusätzlich eine Abbildung des Realgasverhaltens des verwendeten Kältemittelgemisches R449A notwendig. Die zum Durchführungszeitpunkt dieser Arbeit verfügbare Datenbasis der Stoffdaten untersagte eine direkte Verwendung von tabellierten Werten. Aus diesem Grund wurde der Ansatz der Berechnung der Zustandsgrößen mittels der Zustandsgleichungen von Peng-Robinson gewählt. Auch in diesem Fall wiesen Mess- und Simulationsdaten eine gute Übereinstimmung auf. Anhand der Spannungsverläufe war zu erkennen, dass hierbei insbesondere die Anfangsphase, wenn sich der Kolben in der OT befindet, zu analysieren ist. Aufgrund der anliegenden, maximalen Druckdifferenz wird die Lamelle in ihren Sitz bzw. in die Saugbohrung gepresst. Die hierbei auftretenden Belastungen liegen rund 10 % über denen, die beim Aufprall auf den Hubfänger entstehen.

Mithilfe des im Rahmen dieser Arbeit numerischen Simulationsmodells kann die Dynamik der Lamellenbewegung in hoher Genauigkeit abgebildet und zielgerichtet die Reaktionen auf verschiedene Randbedingungen untersucht werden. Vor allem die Verbesserung der konstruktiven Gestaltung des Ventilsitzes zur Minimierung der Spannungsbelastung kann sich positiv auf die Lebensdauer der Lamelle auswirken. Ein weiterer Schritt in der Analyse des vollständigen Arbeitsspiels des Verdichters könnte, sofern die Berechnungszeiten dies erlauben, ein Modell sein, in dem sowohl das Druck- als auch das Saugventil enthalten sind. Die Übertragbarkeit der in dieser Arbeit beschriebenen Modellbildung auf andere Ventiltypen ist möglich.

Des Weiteren ist der Einsatz des LPS auch zur optischen Wegmessung anderer Ventiltypen denkbar. Insbesondere die Steuerorgane niederfrequent bzw. in Teillast arbeitender Maschinen könnte somit detailliert untersucht werden. Dabei sollte allerdings die Einschränkung eines Schauglases umgangen werden. Der zusätzliche Freiheitsgrad in der Positionierung des Sensors, der z. B. aus der Verwendung einer vollständig aus Glas bestehenden Platte folgt, würde Messungen trotz potentiell akkumulierter Öltropfen ermöglichen. Zusätzlich unterbindet eine solche konstruktive Umsetzung die spiralförmige Strömung des Kältemittel-Öl-Gemischs innerhalb des Zylinderkopfes.

Literaturverzeichnis

- [1] D. Coulomb, J. L. Dupon, und A. Pichard, „The Role of Refrigeration in the Global Economy“, *29th Inf. Note Refrig. Technol.*, Bd. 29, Nr. November, 2015, S. 16, 2015 [Online]. Verfügbar unter: http://www.iifir.org/clientBookline/service/reference.asp?INSTANCE=exploitation&OUTPUT=PORTAL&DOCID=IFD_REFDOC_0016453&DOCBASE=IFD_REFDOC_EN&SETLANGUAGE=EN
- [2] „Moduload Capacity Control for 3D Compressors“. Emerson Climate Technologies, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <https://opi.emersonclimate.com/CPID/GRAPHICS/Types/AEB/ae1278.pdf>
- [3] „HydroCOM“. HOERBIGER, 2014 [Online]. Verfügbar unter: https://www.hoerbiger.com/upload/file/hydrocom_de.pdf
- [4] „Air Conditioning Maintenance Repair - Valve Plate“, 2008. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.fourwheeler.com/how-to/0808-4wd-air-conditioning-maintenance-repair/photo-09.html>. [Zugegriffen: 12-Feb-2018]
- [5] R. Pfeifer, „Ventiltrieb eines Hubkolbenmotors“, *IdeenPark der ThyssenKrupp AG, 2.-4.09.2004 in Gelsenkirchen (Arena auf Schalke)*, 2004. [Online]. Verfügbar unter: <https://wikivisually.com/lang-de/wiki/Datei:Ventiltrieb.jpg>. [Zugegriffen: 12-Feb-2018]
- [6] „Anlage VIII StVZO - Einzelnorm“, *Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO)*, 2012. [Online]. Verfügbar unter: https://www.gesetze-im-internet.de/stvzo_2012/anlage_viii.html. [Zugegriffen: 05-Sep-2018]
- [7] S. Touber, „A contribution to the improvement of compressor valve design“, TU Delft, 1976 [Online]. Verfügbar unter: <http://resolver.tudelft.nl/uuid:4c12fa64-32c6-4fd5-9ebc-e733621c96ac>
- [8] W. Christian, „Probleme und Erkenntnisse an selbsttätigen Plattenventilen für Kolbenverdichter“, *Abhandlungen der Dtsch. Akad. der Wissenschaften zu Berlin*, Nr. 5, 1962.
- [9] M. Costagliola, „Dynamics of a reed type valve“, Massachusetts Institute of Technology, 1949 [Online]. Verfügbar unter: <http://dspace.mit.edu/handle/1721.1/12752>. [Zugegriffen: 25-Feb-2016]
- [10] K. Rupp, „40 Years of Microprocessor Trend Data“, 2016. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.karlrupp.net/2015/06/40-years-of-microprocessor-trend-data/>. [Zugegriffen: 09-Nov-2016]
- [11] J. F. T. MacLaren und S. V Kerr, „An Analytical and Experimental Study of Self-Acting Valves in a Reciprocating Air Compressor“, *Arch. Proc. Inst. Mech. Eng.*, Bd. 184, S. 24–33, 1969 [Online]. Verfügbar unter: <http://pcp.sagepub.com/content/184/18/24.refs>. [Zugegriffen: 25-Feb-2016]
- [12] J. M. Joo, S. K. Oh, G. K. Kim, und S. H. Kim, „Optimal Valve Design for Reciprocating Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2000 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1421>
- [13] F. Yoshizumi u. a., „An Experimental Study on Opening Delay of a Reed Valve for Reciprocating Compressors“, in *ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference: Volume 1, Symposia – Parts A, B, C, and D*, 2011, Bd. 60, S. 1883–1893 [Online]. Verfügbar unter: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1626208>
- [14] H. E. Khalifa und X. Liu, „Analysis of Stiction Effect on the Dynamics of Compressor Suction Valve“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 81–92, 1998 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1221>
- [15] E. H. Machu, „The Two-Dimensional Motion of the Valve Plate of a Reciprocating Compressor

- Valve“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 403–408, 1994 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1012>
- [16] G. C. Chai, G. Zetterholm, und B. Walden, „Flapper Valve Steels With High Performance“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 8, 2004 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1702>
- [17] A. C. Altunlu, I. Lazoglu, E. Oguz, und S. Kara, „An investigation on the impact fatigue characteristics of valve leaves for small hermetic reciprocating compressors in a new automated test system“, *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, Bd. 35, Nr. 9, S. 826–841, 2011.
- [18] R. A. Habing, „Flow and plate motion in compressor valves“, University of Twente, 2005 [Online]. Verfügbar unter: http://doc.utwente.nl/50744/1/thesis_Habing.pdf
- [19] W. Soedel, *Design and Mechanics of Compressor Valves*. Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, 1984.
- [20] S. Courtois, E. Arnoult, P. Wagstaff, und L. Gavric, „On Finite Element Modeling of Valve Dynamics: Impacts, Oil Stiction, Gas Flow , ...“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2002 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1553>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [21] R. Baumgart, „Reduzierung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen“, Technische Universität Chemnitz, 2010 [Online]. Verfügbar unter: http://slubdd.de/katalog?TN_libero_mab214708680
- [22] A. Z. Tarnopolsky, N. H. Fletcher, und J. C. S. Lai, „Oscillating reed valves - An experimental study“, *J. Acoust. Soc. Am.*, Bd. 108, Nr. 1, S. 400–406, Juli 2000 [Online]. Verfügbar unter: <http://scitation.aip.org/content/asa/journal/jasa/108/1/10.1121/1.429473>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [23] N. H. Fletcher, „Autonomous Vibration of Simple Pressure-Controlled Valves in Gas-Flows“, *J. Acoust. Soc. Am.*, Bd. 93, Nr. 4, S. 2172–2180, 1993 [Online]. Verfügbar unter: [//a1993kx49500052](http://a1993kx49500052)
- [24] I. Stiacini, G. Galoppi, L. Ferrari, und G. Ferrara, „A reciprocating compressor hybrid model with acoustic FEM characterization“, *Int. J. Refrig.*, Bd. 63, S. 171–183, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700715003400>
- [25] B. Liu, J. Feng, Z. Wang, und X. Peng, „Attenuation of Gas Pulsation in a Reciprocating Compressor Piping System by Using a Volume-Choke-Volume Filter“, *J. Vib. Acoust.*, Bd. 134, Nr. 5, S. 051002, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://vibrationacoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1485232>
- [26] R. A. Habing und M. C. A. M. Peters, „An experimental method for validating compressor valve vibration theory“, *J. Fluids Struct.*, Bd. 22, Nr. 5, S. 683–697, 2006.
- [27] C. S. Peskin, „Flow patterns around heart valves: A numerical method“, *J. Comput. Phys.*, Bd. 10, Nr. 2, S. 252–271, Okt. 1972 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0021999172900654>. [Zugegriffen: 12-Jan-2018]
- [28] J. L. Gasche, T. T. Rodrigues, und J. Militzer, „Flow Simulation Through Moving Hermetic Compressor Valves Using the Immersed Boundary Method“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1999>
- [29] J. L. Gasche und F. Barbi, „An Efficient Immersed Boundary Method for Solving the Unsteady Flow through Actual Geometries of Reed Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–10, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2088>
- [30] „SMART Engineering GmbH - FloEFD: CFD und Thermalanalysen direkt in Creo - Catia - NX - Solid Edge“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.smart-fem.de/floefd/>. [Zugegriffen: 12-Jan-2018]

-
- [31] A. Tramschek und A. Nasr, „CFD and LDA Studies of Flow Through a Plate Valve“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1992 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/917>. [Zugegriffen: 15-März-2016]
- [32] S. Pischinger, T. Steidten, W. Wiese, und M. Hopp, „Simulation Methods for Piston Compressors“, *4th Conf. EFRC*, S. 65–74, 2005.
- [33] G. Flade, „Weiterentwicklung der Berechnungsmethoden für Kolbenverdichterventile auf der Basis zweidimensionaler Strömungssimulation“, Technische Universität Dresden, 2006.
- [34] F. Ottitsch und P. Scarpinato, „CFD a Viable Engineering Tool for Compressor Valve Design or Just a Toy“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 423–428, 2000 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1417>
- [35] T. T. Rodrigues, „ANSYS Mechanical Coupling Control in FSI Simulations to Reduce Computational Time“, in *ESSS Conference & ANSYS Users Meeting*, 2014 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/presentation/brazil-2014ugm-mechanical-coupling-control-in-fsi-simulations.pdf>
- [36] Y. Ma, Z. He, X. Peng, und Z. Xing, „Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for transcritical CO₂ refrigeration cycle“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 32, Nr. 1, S. 13–21, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022>
- [37] J. Kim, S. Wang, S. Park, K. Ryu, und J. La, „Valve Dynamic Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–10, 2006 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1805>
- [38] M. Schildhauer, „Simulation von Fluid-Struktur-Interaktion mit ANSYS CFX“, Hochschule für Technik, Wirtschaft und Kultur Leipzig, 2011.
- [39] G. Buligan, N. Paone, G. M. Revel, und E. P. Tomasini, „Valve Lift Measurement By Optical Techniques in Compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2002 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1556/>
- [40] R. Rothbauer, G. Grasberger, Z. Abidin, und R. Almbauer, „Reed Valve, Crankcase and Exhaust Models Coupled to 3D Fluid Domains for the Predictive CFD Simulation“, *Small Engines Technol. Conf. SETC 2007*, S. 12, 2007 [Online]. Verfügbar unter: <https://graz.pure.elsevier.com/de/publications/reed-valve-crankcase-and-exhaust-models-coupled-to-3d-fluid-domai>. [Zugegriffen: 08-Okt-2018]
- [41] N. C. Lemke, M. König, J. Hennig, S. Försterling, und J. Köhler, „Transient Experimental and 3D-FSI Investigation of Flapper Valve Dynamics for Refrigerant Compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–10, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2415/>
- [42] R. Baudille, M. E. Biancolini, und E. Mottola, „Non-linear models of reed valve dynamics“, *Int. J. Veh. Syst. Model. Test.*, Bd. 4, Nr. 3, S. 150, 2009 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.inderscience.com/link.php?id=29387>
- [43] A. Ludu, A. Betto, G. Regner, und A. Betto, „Endoscope video of compressor valve motion and pressure measurement assist simulations for design improvements“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2000 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1420>. [Zugegriffen: 03-Nov-2016]
- [44] J. Hopfgartner, S. Posch, B. Zuber, R. Almbauer, K. Krischan, und S. Stangl, „Reduction of the suction losses through reed valves in hermetic reciprocating compressors using a magnet coil“, *10th Int. Conf. Compressors their Syst.*, 2017 [Online]. Verfügbar unter: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/232/1/012034>
- [45] N. Paone, C. Santolini, und E. P. Tomasini, „Application of a Laser Doppler Vibrometer to Evaluate

- Engine Poppet Valve Kinematics“, *12th Int. Modal Anal. Conf.*, S. 147–152, 1994.
- [46] G. Horrocks, „A numerical study of a rotary valve internal combustion engine“, 2001 [Online]. Verfügbar unter: <http://hdl.handle.net/10453/20133>. [Zugegriffen: 28-Okt-2016]
- [47] G. Buligan, N. Paone, G. M. Revel, und E. P. Tomasini, „The Measurement of Hermetic Compressor Valve Motion By Laser Vibrometry“, 2003 [Online]. Verfügbar unter: https://www.researchgate.net/publication/228405376_THE_MEASUREMENT_OF_HERMETIC_COMPRESSOR_VALVE_MOTION_BY_LASER_VIBROMETRY
- [48] M. A. R. Real und E. A. G. Pereira, „Using PV Diagram Synchronized With the Valve Functioning to Increase the Efficiency on the Reciprocating Hermetic Compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1966>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [49] K. Brun und M. Nored, „Valve performance and life of reciprocating compressors“, *Proc. Forty-First Turbomach. Symp.*, S. 12, 2012.
- [50] J. Mayer, P. Bjerre, und F. Brune, „A Comparative Study Of Different Numerical Models For Flapper Valve Motion“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2014 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2309>
- [51] R. Puff, D. E. B. Lilie, M. Knies, und M. G. D. De Bortoli, „Linear Compressor Suction Valve Optimization“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2399/>
- [52] B. Standtoft, „High Temperature Calibration and Linearization of a Inductive Valve Displacement Transducer“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1972 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/61>
- [53] Y. Wang, C. Xue, J. Feng, und X. Peng, „Experimental investigation on valve impact velocity and inclining motion of a reciprocating compressor“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 61, Nr. 2, S. 149–156, Nov. 2013 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113005504>. [Zugegriffen: 28-Dez-2015]
- [54] S. Woo, D. L. O’Neal, und M. Pecht, „Reliability design of a reciprocating compressor suction reed valve in a common refrigerator subjected to repetitive pressure loads“, *Eng. Fail. Anal.*, Bd. 17, Nr. 4, S. 979–991, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2009.12.001>
- [55] J. A. Martins, I. Ferreira, D. Leite, und E. C. Romão, „Failure Analysis of a Set of Flapper Valves Under ALT With Alternative Test Device“, *J. Test. Eval.*, Bd. 41, Nr. 2, S. 20120173, März 2013 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.astm.org/doiLink.cgi?JTE20120173>. [Zugegriffen: 05-Juli-2017]
- [56] G. Chai und F. Sandberg, „Damage and fracture of high strength stainless steel strip during repeated impact loading“, *Stress Int. J. Biol. Stress*, 2002.
- [57] W. A. Glaeser, „Failure mechanisms of reed valves in refrigeration compressors“, *Wear*, Bd. 225–229, S. 918–924, 1999 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164899000691>
- [58] M. Hareland, A. Hoel, S. Jonsson, und D. Liang, „Selection of Flapper Valve Steel for High Efficient Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–9, 2014 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2330>
- [59] „Catalogue Mobile Applications“. GEA Bock GmbH, 2012 [Online]. Verfügbar unter: http://www.bock.de/media/files/PDF/Kataloge/09689-09_2010-Gb.pdf
- [60] „BITZER // ECOLINE - Halbhermetische Hubkolbenverdichter“. BITZER Kühlmaschinenbau GmbH

- [Online]. Verfügbar unter: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kp-104-4.pdf. [Zugegriffen: 25-Dez-2016]
- [61] „ISO 817 - Refrigerants — Designation and safety classification“, Bd. 3. International Organization for Standardization, 2014.
- [62] Umweltbundesamt, „EU-Verordnung über fluorierte Treibhausgase“. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.umweltbundesamt.de/themen/wirtschaft-konsum/produkte/fluorierte-treibhausgase-fckw/rechtliche-regelungen/eu-verordnung-ueber-fluorierte-treibhausgase#textpart-5>. [Zugegriffen: 29-Aug-2017]
- [63] Umweltbundesamt, „Treibhauspotentiale (Global Warming Potential, GWP) ausgewählter Verbindungen und deren Gemische gemäß Viertem Sachstandsbericht des IPCC bezogen auf einen Zeitraum von 100 Jahren“, 2017 [Online]. Verfügbar unter: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/2503/dokumente/treibhauspotentiale_ausgewaehlter_verbindungen_und_derer_gemische_2017_05.pdf
- [64] „Kältemittel-Report 19“, BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, 2016 [Online]. Verfügbar unter: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-500-19.pdf
- [65] „Umfrage zu Ersatzkältemittel - Ergebnis“, 2016. [Online]. Verfügbar unter: https://www.cci-dialog.de/branchenticker/2016/kw15/03/umfrage_zu_ersatzkaeltemittel_ergebnis.html?backLink=/branchenticker/2016/kw15/03/umfrage_zu_ersatzkaeltemittel_ergebnis.html. [Zugegriffen: 07-März-2018]
- [66] „Supermarktkälte - Ersatz für R404A“, *DIE KÄLTE + Klimatechnik*, S. 12, Jan-2018.
- [67] „Die neue F-Gaseverordnung - Konsequenzen“. BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, S. 1–12, 2018 [Online]. Verfügbar unter: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-510-1.pdf
- [68] „Die Auswirkungen der Quoteneinführung auf den Markt für Kälte- und Klimatechnik“. [Online]. Verfügbar unter: <http://de.climalife.dehon.com/l-impact-de-la-mise-en-place-des-quotas-sur-le-marche-de-la-refrigeration-de-la-climatisation>. [Zugegriffen: 14-März-2018]
- [69] L. Böswirth, *Strömung und Ventilplattenbewegung in Kolbenverdichterventilen*, 2. Aufl. Mödling: Eigenverlag, 1994.
- [70] E. H. Ng, A. Tramschek, und J. F. T. MacLaren, „Computer Simulation of a Reciprocating Compressor Using a Real Gas Equation of State“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 33–42, 1980 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/304>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [71] „Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - VDI-Richtlinie 3633“, *VDI-Richtlinien*, 2013.
- [72] E. Laurien und H. Oertel jr., *Numerische Strömungsmechanik Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. Imprint: Springer Vieweg, 2013.
- [73] E.-H. Hirschel und E. Krause, *100 volumes of „Notes on numerical fluid mechanics“: 40 years of numerical fluid mechanics and aerodynamics in retrospect*. Springer, 2009 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.springer.com/de/book/9783540708049>. [Zugegriffen: 27-März-2018]
- [74] G. Meyer, „Simulation der Strömung in einem Kolbenverdichter“, Technische Universität Wien, 2004 [Online]. Verfügbar unter: <http://docplayer.org/17622351-Diplomarbeit-simulation-der-stroemung-in-einem-kolbenverdichter.html>
- [75] R. Aigner, G. Meyer, und H. Steinrück, „Valve Dynamics and Internal Waves in a Reciprocating Compressor“, *4th Conf. EFRC*, Nr. March, 2005.
- [76] H. Kerpici und E. Oguz, „Transient Modeling of Flows Through Suction Port and Valve Leaves of Hermetic Reciprocating Compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2006 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1806>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]

-
- [77] R. Aigner, „Internal Flow and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor“, Technische Universität Wien, 2007 [Online]. Verfügbar unter: http://publik.tuwien.ac.at/files/PubDat_164277.pdf
- [78] R. Aigner, G. Meyer, und H. Steinrück, „Ventildynamik und interne Wellen in Kolbenkompressoren“, *Work. Kolbenverdichter*, S. 159–184, 2013.
- [79] F. Lippold, „Zur Simulation von Fluid-Struktur Wechselwirkungen mit flexiblen Kopplungsverfahren“, Universität Stuttgart, 2010.
- [80] C. Möhl, R. Langebach, und U. Hesse, „Numerische Simulation eines Hubkolbenverdichters unter Berücksichtigung der Ventilbewegung“, *Kälte-, Luft- und Klimatechnik*, S. 28–35, 2014 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.ki-portal.de/12305/numerische-simulation-eines-hubkolbenverdichters-unter-beruecksichtigung-der-ventilbewegung/>
- [81] R. D. Brancher und C. J. Deschamps, „Modeling of Rolling-Piston Compressors with Special Attention to the Suction and Discharge Processes“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2014 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2307>
- [82] C. Möhl, „A comparative analysis of numerical simulation approaches for ring valve dynamics“, *9th Conf. EFRC*, 2014.
- [83] J. L. Gasche, A. D. S. de L. Dias, D. D. Bueno, und J. F. Lacerda, „Numerical Simulation of a Suction Valve: Comparison Between a 3D Complete Model and a 1D Model“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2461/>
- [84] C. Möhl, C. Thomas, und U. Hesse, „An Investigation Into The Dynamics Of Self-Acting Compressor Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–9, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2390/>
- [85] F. Xie, J. Nieter, A. Lifson, R. Reba, und V. Sishtla, „Fully coupled fluid-structure interaction model of reed valves in a multi-cylinder reciprocating piston compressor“, *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, Bd. 232, 2017 [Online]. Verfügbar unter: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/232/1/012030>
- [86] T. Wang, Z. He, J. Guo, und X. Peng, „Investigation of the Thermodynamic Process of the Refrigerator Compressor Based on the m - θ Diagram“, *Energies*, Bd. 10, Nr. 12, S. 1517, Okt. 2017 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.mdpi.com/1996-1073/10/10/1517>. [Zugegriffen: 28-Feb-2018]
- [87] S. Dhar, H. Ding, und J. Lacerda, „A 3-D Transient CFD Model of a Reciprocating Piston Compressor with Dynamic Port Flip Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2471>. [Zugegriffen: 09-Okt-2018]
- [88] I. González, A. Naseri, J. Rigola, C. D. Pérez-Segarra, und A. Oliva, „A fluid-structure interaction solver for the fluid flow through reed type valves“, *10th Int. Conf. Compressors their Syst.*, 2017.
- [89] T. Müllner, „Flow Patterns and Valve Dynamics in Multi-Valve Reciprocating Compressors“, Technische Universität Wien, 2015.
- [90] K. Kinjo, A. Nakano, T. Hikichi, und K. Morinishi, „Study of CFD Considering Valve Behavior in Reciprocating Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1975>
- [91] „Software — Zentrum für Informationsdienste und Hochleistungsrechnen (ZIH) — TU Dresden“. [Online]. Verfügbar unter: https://tu-dresden.de/zih/dienste/service-katalog/arbeitsumgebung/dir_software/softwareliste. [Zugegriffen: 27-März-2018]
- [92] „ANSYS kauft CFX“, *DIGITAL ENGINEERING Magazin*, 2003. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.digital-engineering-magazin.de/ansys-kauft-cfx>. [Zugegriffen: 13-Feb-2017]
- [93] J. H. Ferziger und M. Perić, *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg,

- 2008.
- [94] ANSYS Inc., „Introduction to ANSYS CFX“, S. 1–25, 2012.
 - [95] R. Sieber, „Numerische Simulation technischer Strömungen mit Fluid – Struktur – Kopplung“, Technische Universität Darmstadt, 2002.
 - [96] ANSYS Inc., „ANSYS Academic Research, Release 18.2, Help System“. 2017.
 - [97] G. Vigneshwaran, M. Vijayaraghavan, K. Sivamanikandan, K. Keerthana, und K. Balaji, „Fluid-Structure Interaction Over an Aircraft Wing“, Bd. 13, Nr. 43, S. 27–31, 2017.
 - [98] B. Shameem, M. Ebna, und M. Bause, „Numerical Simulation of Fluid Structure Interaction (FSI) on a double wedge Airfoil based on Arbitrary Lagrangian-Eulerian Frameworks“, Nr. November, 2013.
 - [99] T. Sun, Y. Wang, R. Xie, und Z. Y. Ma, „Application of FSI on turbomachinery“, *Asia-Pacific Power Energy Eng. Conf. APPEEC*, S. 10–12, 2011.
 - [100] R. L. Campbell und E. G. Paterson, „Fluid–structure interaction analysis of flexible turbomachinery“, *J. Fluids Struct.*, Bd. 27, Nr. 8, S. 1376–1391, Nov. 2011 [Online]. Verfügbar unter: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0889974611001319>. [Zugegriffen: 29-Mai-2018]
 - [101] X. Wang und X. Li, „Computational simulation of aortic aneurysm using FSI method: Influence of blood viscosity on aneurismal dynamic behaviors“, *Comput. Biol. Med.*, Bd. 41, Nr. 9, S. 812–821, Sep. 2011 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/21757193>. [Zugegriffen: 29-Mai-2018]
 - [102] F.-K. K. Benra, H. J. Dohmen, J. Pei, S. Schuster, und B. Wan, „A comparison of one-way and two-way coupling methods for numerical analysis of fluid-structure interactions“, *J. Appl. Math.*, Bd. 2011, S. 1–16, Nov. 2011 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.hindawi.com/journals/jam/2011/853560/>. [Zugegriffen: 30-Mai-2017]
 - [103] Y. Bazilevs, K. Takizawa, und T. E. Tezduyar, *Computational fluid-structure interaction: methods and applications*. 2013 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.beck-shop.de/Bazilevs-Takizawa-Tezduyar-Computational-Fluid-Structure-Interaction/productview.aspx?product=11607181>. [Zugegriffen: 29-Mai-2018]
 - [104] J. Hennig, „Multiphysikalische virtuelle Prototypen für Lamellenventile in Kältemittelverdichtern“, Universität Freiberg, 2018.
 - [105] Paul, „E-Mail-Korrespondenz zum Service Request 1752199981: Handhabung des Wärmeübertragungs Datentransfers beim System Coupling“. ANSYS Technical Support, 2018.
 - [106] C. Möhl, R. Langebach, und U. Hesse, „Numerische Simulation eines Hubkolbenverdichters unter Berücksichtigung der Ventilbewegung“, *DKV-Tagung*, 2013.
 - [107] C. Möhl, C. Thomas, und U. Hesse, „Experimental Study on Self-Acting Reed Valves“, *Int. Conf. Compressors Cool.*, S. 6–8, 2017.
 - [108] R. Prakash und R. Singh, „Mathematical modeling and simulation of refrigerating compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1974 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/132>
 - [109] Y. Wang, J. Feng, B. Zhang, und X. Peng, „Modeling the valve dynamics in a reciprocating compressor based on two-dimensional computational fluid dynamic numerical simulation“, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part E J. Process Mech. Eng.*, Bd. 227, Nr. 4, S. 295–308, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://pie.sagepub.com/lookup/doi/10.1177/0954408912465366>
 - [110] H. Mistry, A. Bhakta, S. Dhar, V. Bahadur, und S. Dey, „Capturing Valve Dynamics in Reciprocating Compressors through Computational Fluid Dynamics“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–6, 2012 [Online]. Verfügbar unter:

- https://www.researchgate.net/publication/274566325_Capturing_valve_dynamics_in_reciprocating_compressors_through_computational_fluid_dynamics
- [111] R. J. L. MacLaren, S. Papastergiou, J. Brown, und J. F. T. MacLaren, „Analysis of Bending Stresses in Cantilever Type Suction Valve Reeds“, *International Compress. Eng. Conf. Sch.*, 1982 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/378>
 - [112] Y. K. Kwon, G. H. Lee, und T. J. L. Lee, „The Design of Compressor Valve to Consider the Flexibility and Reliability“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 2–6, 2004 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1705>
 - [113] X. Gao und G. Chen, „A Local Frame based Hexahedral Mesh Optimization“, *Int. Meshing Roundtable*, Bd. 25, S. 1–5, 2016.
 - [114] B. Fabritius und G. Tabor, „Improving the quality of finite volume meshes through genetic optimisation“, *Eng. Comput.*, Bd. 32, Nr. 3, S. 425–440, 2016.
 - [115] J. Guerrero, „Introduction to Computational Fluid Dynamics: Governing Equations, Turbulence Modeling Introduction and Finite Volume Discretization Basics.“, Università degli Studi di Genova, 2014 [Online]. Verfügbar unter: https://www.researchgate.net/publication/280385280_Introduction_to_Computational_Fluid_Dynamics_Governing_Equations_Turbulence_Modeling_Introduction_and_Finite_Volume_Discretization_Basics
 - [116] ANSYS Inc., „Schulungsmaterial - Mesh Quality“. S. 1–66, 2009.
 - [117] J. Il Park, N. Bilal, und D. E. Adams, „Development of a Two-Dimensional Finite Element Model of a Suction Valve for Reduction of Pressure Pulsation in the Suction Manifold of a Multi-Cylinder Automotive Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2006 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1797>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
 - [118] G. Merziger, *Formeln + Hilfen zur höheren Mathematik*. Binomi-Verlag, 2007.
 - [119] ANSYS Inc., „#2042746 - How to convert from NIST REFPROP to RGP file format?“, 2016. [Online]. Verfügbar unter: <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal/>. [Zugegriffen: 19-März-2018]
 - [120] H. Eickenbusch, „E-Mail Korrespondenz zum Service Request 1706034891: Best practice guide for (materials) mixture with rgp files“. ANSYS Technical Support, 2017.
 - [121] D. Y. Peng und D. B. Robinson, „A New Two-Constant Equation of State“, *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, Bd. 15, Nr. 1, S. 59–64, 1976.
 - [122] S. Branch, „Methods of fluid properties for compressible refrigerant CFD analysis“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, Jan. 2014 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2289>. [Zugegriffen: 19-März-2018]
 - [123] J. S. Brown, „Predicting performance of refrigerants using the Peng–Robinson Equation of State“, *Int. J. Refrig.*, Bd. 30, Nr. 8, S. 1319–1328, 2007 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700707000771>. [Zugegriffen: 02-Nov-2017]
 - [124] J. Vrabec, Y. Huang, und H. Hasse, „Fluid Phase Equilibria Molecular models for 267 binary mixtures validated by vapor – liquid equilibria : A systematic approach“, Bd. 279, S. 120–135, 2009.
 - [125] „Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen - VDI Richtlinie 4670“, *VDI-Richtlinien*, Nr. February, 2003.
 - [126] D. Lüdecke und C. Lüdecke, *Thermodynamik: physikalisch-chemische Grundlagen der thermischen Verfahrenstechnik*. Springer, 2000.

-
- [127] E. W. Lemmon, M. L. Huber, und M. O. McLinden, „REFPROP 9.1“. Applied Chemicals and Materials Division National Institute of Standards and Technology (NIST) [Online]. Verfügbar unter: <https://www.nist.gov/srd/refprop>. [Zugegriffen: 05-Feb-2018]
- [128] R. H. Aungier, „A Fast, Accurate Real Gas Equation of State for Fluid Dynamic Analysis Applications“, *J. Fluids Eng.*, Bd. 117, Nr. June 1995, S. 277–281, 1995.
- [129] „Opteon™ XP40“. The Chemours Company FC, 2016 [Online]. Verfügbar unter: https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/products/Opteon/Stationary_Refrigeration/asets/downloads/opteon-xp40-thermo-properties-si-units.pdf. [Zugegriffen: 26-Juni-2017]
- [130] R. T. S. Ferreira, C. J. Deschamps, und A. T. Prata, „Pressure distribution along valve reeds of hermetic compressors“, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Bd. 2, Nr. 2, S. 201–207, Apr. 1989 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089417789900344>. [Zugegriffen: 15-März-2016]
- [131] S. Sun und T. Ren, „New method of thermodynamic computation for a reciprocating compressor: computer simulation of working process“, *Int. J. Mech. Sci.*, Bd. 37, Nr. 4, S. 343–353, 1994 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/002074039400085X>
- [132] G. Eifler, W.; Schlücker, E.; Spicher, U.; Will, *Küttner Kolbenmaschinen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009 [Online]. Verfügbar unter: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-8348-9302-4>
- [133] H. D. Baehr und S. Kabelac, *Thermodynamik Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [134] J. H. Kim und E. A. Groll, „Feasibility study of a bowtie compressor with novel capacity modulation“, *Int. J. Refrig.*, Bd. 30, Nr. 8, S. 1427–1438, 2007.
- [135] R. Link und C. J. Deschamps, „Accounting for backflow condition on effective force and flow areas of reed type valves“, *7th Int. Conf. Compressors their Syst.*, S. 159–166, 2011.
- [136] T. S. Ferreira und J. L. Driessen, „Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 632–646, 1986 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/558>
- [137] L. Böswirth, *Technische Strömungslehre: Lehr- und Übungsbuch*, 3. Aufl. Springer Vieweg, 2000.
- [138] P. Gutmann, „Kompressorenöl VDL 68“ [Online]. Verfügbar unter: <https://www.oel-tech.de/out/pictures/media/kompressorenoelvd68pi.pdf>
- [139] „Technische Informationen: Polyolester-Öle BSE32 und BSE55 für Hubkolbenverdichter“. BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, 2010.
- [140] H.-J. Kleinert und G. Will, *Grundlagen der Kolbenmaschinen*. Sektion Energieumwandlung - Technische Universität Dresden, 1973.
- [141] „SICONN-Net Messsystem“. Geitmann Messtechnik GmbH & Co. KG [Online]. Verfügbar unter: <https://www.geitmann.de/produkt-kategorie/produkte/messdatenerfassung/siconn-net-messsystem/>
- [142] „Hochwertiger Druckmessumformer für allgemeine industrielle Anwendungen Typ S-10“. WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG, 2012 [Online]. Verfügbar unter: http://de-de.wika.de/s_10_de_de.WIKA
- [143] „High temperature miniature pressure transducer XTEL-190 (M) series“. Kulite Semiconductor Products, Inc., 2014 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.kulite.com/docs/products/XTEL-190.pdf>
- [144] „PCB Model 352C33“. PCB Piezotronics, Inc. [Online]. Verfügbar unter:

- <http://www.pcb.com/Products.aspx?m=352C33>. [Zugegriffen: 06-Okt-2017]
- [145] „Dehnungsmessstreifen - Vollendete Präzision von HBM“. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, 2013 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/S01264.pdf>
- [146] „Laser-Profil-Scanner Handbuch“. Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG [Online]. Verfügbar unter: http://www.micro-epsilon.de/download/products/_dimension/dax--scanCONTROL-26x0-de.html
- [147] „Laser-Scanner zur 2D/3D Profilmessung“. Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, 2017 [Online]. Verfügbar unter: http://www.micro-epsilon.de/2D_3D/laser-scanner/index.html. [Zugegriffen: 09-Jan-2017]
- [148] „Laser-Linien-Triangulation“. Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG [Online]. Verfügbar unter: <http://www.micro-epsilon.de/service/glossar/Laser-Linien-Triangulation.html>. [Zugegriffen: 09-Jan-2017]
- [149] G. Kortüm, „Reguläre und diffuse Reflexion“, in *Reflexionsspektroskopie*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1969, S. 5–73 [Online]. Verfügbar unter: http://link.springer.com/10.1007/978-3-662-29788-9_2. [Zugegriffen: 10-Apr-2018]
- [150] H. D. Lüke, „The Origins of the Sampling Theorem“, *IEEE Communications Magazine*, S. 106–108, Apr-1999 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.hit.bme.hu/~papay/edu/Conv/pdf/origins.pdf>. [Zugegriffen: 28-März-2018]
- [151] Metaglas, „Spezifikationen Borosilikatglas SUPRAX 8488“. [Online]. Verfügbar unter: https://www.metaglas.de/fileadmin/dokumente/pdf/SPEC_8488-13_deutsch.pdf
- [152] „AFM 34“. REINZ-Dichtungs-GmbH [Online]. Verfügbar unter: <http://www.reinz-industrial.com/DE/PRODUKTE/AFM-34/AFM-34.aspx>. [Zugegriffen: 16-Dez-2017]
- [153] J. E. Decker, „Refractive Index of Air and Precision Length Measurements“, 2011 [Online]. Verfügbar unter: http://www.humboldtcanada.com/presentations_air/jennifer.pdf
- [154] M. E. Thomas und T. J. Tayag, „Refractive index of He, SF₆, and CO₂ at 0.63299 μ m as a function of temperature and pressure“, *Appl. Opt. - Lett. to Ed.*, Bd. 3, Nr. 5, S. 1964, 1964.
- [155] R. K. Shukla, A. Kumar, U. Srivastava, K. Srivastava, und V. S. Gangwar, „Density, refractive index and molar refractivity of binary liquid mixture at 293.15, 298.15, 303.15, 308.15 and 313.15 K“, *Arab. J. Chem.*, Bd. 9, S. S1357–S1367, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1016/j.arabjc.2012.02.013>
- [156] J. P. Peterson und R. B. Peterson, „Laser Triangulation for Liquid Film Thickness Measurements through Multiple Interfaces“, *Appl. Opt.*, Bd. 45, Nr. 20, S. 4916–4926, 2006.
- [157] J. J. Vora, S. Sharma, P. B. Patel, und R. S. Patel, „Density and Comparative Refractive Index Study on Mixing Properties of Binary Liquid Mixtures of Eucalyptol with“, *E-Journal Chem.*, Bd. 4, Nr. 3, S. 343–349, 2007.
- [158] D. P. Wilson u. a., „Designation and Safety Classification of Refrigerants“, *ANSI/ASHRAE Stand. 34-2010*, Bd. 4723, S. 9, 2010 [Online]. Verfügbar unter: http://ashrae.org/FileLibrary/docLib/Public/20100916_34_2010_a_b_d_final.pdf
- [159] Y. Liu und P. H. Daum, „Relationship of refractive index to mass density and self-consistency of mixing rules for multicomponent mixtures like ambient aerosols“, *J. Aerosol Sci.*, Bd. 39, Nr. 11, S. 974–986, Nov. 2008 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0021850208001183>. [Zugegriffen: 19-Jan-2018]
- [160] E. S. Barr, „Concerning Index of Refraction and Density“, *Am. J. Phys.*, Bd. 23, Nr. 9, 1955.

-
- [161] J. Yata, „Refractive Index of Refrigerants“, *Rev. High Press. Sci. Technol.*, Bd. 3, Nr. 4, S. 332–335, 1994 [Online]. Verfügbar unter: https://www.jstage.jst.go.jp/article/jshpreview1992/3/4/3_4_332/_article/-char/en. [Zugegriffen: 04-Juli-2017]
- [162] R. A. Pizarro-Recabarren, J. R. Barbosa, und C. J. Deschamps, „Modeling the stiction effect in automatic compressor valves“, *Int. J. Refrig.*, Bd. 36, Nr. 7, S. 1916–1924, 2013.
- [163] S. Foreman, „Compressor Valves and Unloaders for Reciprocating Compressors - An OEM's Perspective“, *Dresser-Rand Lit.*, 2002.
- [164] F. Bauer, „The Influence of Liquids on Compressor Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 647–653, 1990 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/757>
- [165] „The Danfoss Turbocor - Portfolio of Oil Free Compressors“. Danfoss Turbocor Compressors Inc.
- [166] Andrew Gaved, „Embraco Unveils World's First Oil-Free Compressor for Domestic Refrigeration | 2014-11-17 | ACHRNEWS“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.achrnews.com/articles/128076-embraco-unveils-worlds-first-oil-free-compressor-for-domestic-refrigeration>. [Zugegriffen: 05-Sep-2018]
- [167] W. Wang, C. Zhao, M. Yuan, und K. Wang, „Oil film interferometry technique for skin friction measurement in subsonic and supersonic flows“, *Conf. Proc. SPIE*, Bd. 9525, S. 95252Z, 2015 [Online]. Verfügbar unter: <http://proceedings.spiedigitallibrary.org/proceeding.aspx?doi=10.1117/12.2184557>
- [168] J. C. White, „High-Frame-Rate Oil Film Interferometry“, California Polytechnic State University, 2011.
- [169] A. Ritcey, J. R. Mcdermid, S. Ziada, und F. E. Goodwin, „Measuring Wall Shear Stress under an Air Knife Model using Oil Film Interferometry“, *AISTech 2016 Proc.*, Nr. 905, S. 2035–2042, 2016.
- [170] R. Kickingereder, „Optische Vermessung partiell reflektierender Oberflächen“, Universität Passau, 2006 [Online]. Verfügbar unter: <https://opus4.kobv.de/opus4-unipassau/frontdoor/index/index/docId/76>
- [171] „Energieeffizienz von Kälteanlagen Information Nr. 3 - Leitfaden mit Maßnahmen zur Optimierung von Kälteanlagen“, Frankfurt am Main [Online]. Verfügbar unter: https://www.vdma.org/documents/105873/14953710/DE_VDMA_3_Leitfaden+mit+Maßnahmen+zur+Optimierung+von+Kälteanlagen.pdf
- [172] J. Fredsted und O. Juel, „Leistungsregelung von Verdichtern und Verflüssigerlüftern“, *KI Luft- und Kältetechnik*, Bd. 10, S. 402–404, 2004.
- [173] S. Fassbinder, „Für die Praxis Analyse und Auswirkungen von Oberschwingungen“, *Elektropraktiker*, Bd. 67, S. 679–683, 2013.
- [174] S. Nagata, T. Nozaki, und T. Akizawa, „Analysis of Dynamic Behavior of Suction Valve Using Strain Gauge in Reciprocating Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1979>. [Zugegriffen: 03-Nov-2016]
- [175] K. M. Ignatiev, B. B. Chrustalev, M. M. Perevozchikov, und V. B. Zdalinsky, „Simulation and Parametric Analysis of the Suction Valve of a Small Reciprocating Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 205–209, 1996 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1107>
- [176] S. Papastergiou, J. Brown, und J. F. T. MacLaren, „Finite Element Analysis of Cantilever Valve Reeds in Reciprocating Gas Compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1982 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/404>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [177] St. Meyer, „Technische Mechanik“, *Monatshefte für Math. und Phys.*, Bd. 12, Nr. 1, S. A52–A53, 1901 [Online]. Verfügbar unter: <http://link.springer.com/10.1007/BF01692224>

-
- [178] „Auswahl, Anwendung und Datenauswertung Tech Note TN-515“. ME-Meßsysteme GmbH, S. 1–11, 2010 [Online]. Verfügbar unter: https://www.me-systeme.de/docs/de/basics/TechNotes/TN-515_DMS_Rosetten.pdf
- [179] R. Preußner, „E-Mail Korrespondenz zur DMS-Auswahl“. preusser-messtechnik GmbH, 2018.
- [180] M. Stalter, „Ölzirkulationsmessungen in Kfz-Kältemittel-Kreisläufen“, Karlsruhe, S. 1–13 [Online]. Verfügbar unter: http://www.twk-karlsruhe.de/download/symposium_08/10_Stalter_TWK/Manuskript_Stalter_TWK_Oelkonzentrationsmessungen.pdf
- [181] A. J. P. Zimmermann und P. S. Hrnjak, „Visualization of the Opening Process of a Discharge Reed Valve in the Presence of Oil“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, Jan. 2014 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2369>. [Zugegriffen: 31-Jan-2018]
- [182] B. Newell und T. Newell, „In Situ , Real Time Oil Circulation Rate (OCR) in a Household Freezer System“, *NI Tech Bull.*, Bd. 2, 2011 [Online]. Verfügbar unter: <http://www.newellinstruments.com/files/TB002.pdf>
- [183] D. Matthias, J. Margrit, und S. Jürgen, „Schaumbildung in Kältemittel / Öl-Systemen“, *KI Kälte*, Nr. April, S. 32–35, 2007 [Online]. Verfügbar unter: https://www.ki-portal.de/wp-content/uploads/featured_image/32_wissen_dischner.pdf
- [184] H. Kerpici, A. Yagci, und S. U. Onbasioglu, „Investigation of oil flow in a hermetic reciprocating compressor“, *Int. J. Refrig.*, Bd. 36, Nr. 1, S. 215–221, 2013.
- [185] J. Fahl, „Entwicklung und Erprobung von Schmierölen für Kälte- und Klimasysteme mit CO₂ als Arbeitsstoff“, Ruhr-Universität Bochum, 2002 [Online]. Verfügbar unter: <http://www-brs.ub.ruhr-uni-bochum.de/netahtml/HSS/Diss/FahlJoerg/diss.pdf>
- [186] R. Köhnlechner, „Untersuchung der Schmierverhältnisse bei Druckluftzylindern“, in *Untersuchungen zur Schmierfilmdicke in Druckluftzylindern*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1980, S. 75–78 [Online]. Verfügbar unter: http://www.springerlink.com/index/10.1007/978-3-642-81545-4_8. [Zugegriffen: 13-Sep-2018]
- [187] „Compressors“, in *The Compressed Air and Gas Handbook, 6th Edition*, Compressed Air & Gas Institute, 2012, S. 82–169.
- [188] „Miscibility Gap: RENISO TRITON SEZ 32 and R449A“. Fuchs Schmierstoffe GmbH.
- [189] I. González, O. Lehmkuhl, A. Naseri, J. Rigola, und A. Oliva, „Fluid-structure interaction of a reed type valve“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–10, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2490/>
- [190] B. Huang und F. Xie, „Dynamic Analysis of the Discharge Valve of the Rotary Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–6, 2008 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1915>
- [191] Sandvik, „Sandvik 7C27Mo2 Compressor Valve Steel“, 2015. [Online]. Verfügbar unter: <http://smt.sandvik.com/en/materials-center/material-datasheets/strip-steel/sandvik-7c27mo2-flapper-valve-steel/>
- [192] B. G. S. Prasad und D. Woollatt, „Valve dynamic measurements in a VIP compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2000 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1408>
- [193] C. Lang und N. Stache, *Hydraulik von Rohrsystemen*, Nr. April. Institut für Hydromechanik - Karlsruher Institut für Technologie, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <http://www-ifh.bau-verm.uni-karlsruhe.de/lehre/rohrhydraulik/Skripten/Vorlesung/SkriptRohr070524.pdf>
- [194] J. Lackmann und J. Villwock, „Flächentragwerke“, in *Dubbel*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014, S. 120–124 [Online]. Verfügbar unter: http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-38891-0_15. [Zugegriffen: 26-Feb-2018]

-
- [195] A. M. Bredesen, „Computer Simulation of Valve Dynamics as an Aid to Design“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1974 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/117>
- [196] J. P. MacLaren, A. Tramschek, I. Hussein, und B. A. El-Geresy, „Can The Impact Velocities of Suction Valves be Calculated?“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1978 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/264>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [197] X. Qian, „To Reduce Impact Noise of the Valve by Using Silent Valve Plate“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, Jan. 1986 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/556>. [Zugegriffen: 31-Jan-2018]
- [198] P. J. Singh und N. K. Madavan, „Complete Analysis and Simulation of Reciprocating Pumps Including Piping System“, *4th International Pump User Symposium*. 1987.
- [199] L. Böswirth, „Theoretical and Experimental Study on Valve Flutter, Part II: Flutter Experiments and Similarity“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1990 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/761>. [Zugegriffen: 17-Feb-2016]
- [200] K. M. Ignatiev, I. B. Pirumov, B. S. Chrustalyov, M. M. Perevozchikov, und V. B. Zdalinsky, „Study of the Valve Element Motion and the Gas Flow in the Straight-Flow Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1992 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/808>
- [201] J. W. Bush und A. Lifson, „Controlling Discharge Valve Closing Impact in Scroll Machines“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 1998 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1311>
- [202] H. Bukac, „Understanding Valve Dynamics“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2002 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1564>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [203] G. Machu, M. Albrecht, O. Bielmeier, T. Daxner, P. Steinruck, und P. Steinrück, „A Universal Simulation Tool for Reed Valve Dynamics“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2004 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1716>. [Zugegriffen: 11-Feb-2016]
- [204] D. Nagy, R. Almbauer, W. Lang, und A. Burgstaller, „Valve Lift Measurement for the Validation of a Compressor Simulation Model“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2008 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1916>
- [205] A. Burgstaller, D. Nagy, R. Almbauer, und W. Lang, „Influence of the Main Parameters of the Suction Valve on the Overall Performance of a Small Hermetic Reciprocating Compressor“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–8, 2008 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/1934>
- [206] M. Elhaj, F. Gu, A. D. Ball, A. Albarbar, M. Al-Qattan, und A. Naid, „Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring“, *Mech. Syst. Signal Process.*, Bd. 22, Nr. 2, S. 374–389, Feb. 2008 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327007001501>. [Zugegriffen: 31-Jan-2018]
- [207] N. Govindan, V. Jayaraman, S. R. Venkatasamy, und M. Ramasamy, „Mathematical modeling and simulation of a reed valve reciprocating air compressor“, *Therm. Sci.*, Bd. 13, Nr. 3, S. 47–58, 2009.
- [208] D. Jajcevic, R. Almbauer, S. Schmidt, K. Glinsner, und M. Fitl, „Reed Valve CFD Simulation of a 2-Stroke Engine Using a 2D Model Including the Complete Engine Geometry“, *SAE Int. J. Engines*, Bd. 3, Nr. 2, S. 448–461, 2010 [Online]. Verfügbar unter: <https://doi.org/10.4271/2010-32-0015>
- [209] Leray, „Influence of suction valve parameter on volumetric efficiency and power loss - valve design chart“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, Bd. 7, S. 167–179, 2011.
- [210] E. L. L. Pereira, C. J. Santos, C. J. Deschamps, und R. Kremer, „A Simplified CFD Model for Simulation of the Suction Process Of Reciprocating Compressors“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–6, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2086>. [Zugegriffen: 14-

März-2016]

- [211] A. Bhakta, S. Dhar, V. Bahadur, S. Angadi, und S. Dey, „A Valve Design Methodology For Improved Reciprocating Compressor Performance“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://docs.lib.purdue.edu/icec/2077/>
- [212] G. Liu, Y. Zhao, B. Tang, und L. Li, „Dynamic performance of suction valve in stepless capacity regulation system for large-scale reciprocating compressor“, *Appl. Therm. Eng.*, Bd. 96, S. 167–177, 2015 [Online]. Verfügbar unter: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431115013010>
- [213] B. Lemoine, L. L. E. Marrec, und A. Hirschberg, „Modelling Pressure Cycle and Interaction With Reed Valves in a Reciprocating Compressor“, *Int. Conf. Comput. Methods Coupled Probl. Sci. Eng.*, S. 1–9, 2015.
- [214] M. Farzaneh-Gord, A. Niazmand, M. Deymi-Dashtebayaz, und H. R. Rahbari, „Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models“, *Int. J. Refrig.*, Bd. 56, S. 186–197, 2015 [Online]. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.008>. [Zugegriffen: 31-Aug-2016]
- [215] A. Parihar, D. Myszk, B. Robinet, und T. Hodapp, „Integrating Numerical Models for Efficient Simulation of Compressor Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–10, 2016 [Online]. Verfügbar unter: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2433>
- [216] S. K. Lohn, E. Pereira, H. F. Câmara, und R. R. Barbosa, „Experimental Investigation of Damping Coefficient for Compressor Reed Valves“, *Int. Compress. Eng. Conf.*, S. 1–9, 2016.
- [217] A. L. Knutson, „Modeling and Experimental Validation of Disc and Reed Style Check Valves for Hydraulic Applications“, University of Minnesota, 2016.
- [218] C. Stöckel, C. Thomas, J. Nickl, und U. Hesse, „Investigations on pneumatically forced-actuated compressor valves“, *10th Int. Conf. Compressors their Syst.*, 2017.
- [219] R. Span, *Multiparameter equations of state: an accurate source of thermodynamic property data*. Springer, 2000 [Online]. Verfügbar unter: <https://www.springer.com/de/book/9783540673118>. [Zugegriffen: 19-März-2018]
- [220] H. Oertel jr., *Prandtl - Führer durch die Strömungslehre*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2012 [Online]. Verfügbar unter: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-8348-2315-1>. [Zugegriffen: 19-März-2018]
- [221] M. Arndt, „Einführung in die Grundelemente der Optik“. Universität Wien, 2011 [Online]. Verfügbar unter: https://www.univie.ac.at/physikwiki/images/7/78/Optik_Teil_1.pdf
- [222] „Nu-Calgon Product Bulletin - Refrigeration Oil Accessory: C-1520 Refractometer“, Nr. 3–59. Nu-Calgon, 2015.
- [223] „IVA 520“. ICS Schneider Messtechnik GmbH [Online]. Verfügbar unter: http://www.ics-schneider.de/media/pdf/products/IVA520_Datenblatt.pdf
- [224] „PFB 3000-2“. KERN & SOHN GmbH, 2012.
- [225] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, und J. Voßiek, „Toleranzen, Passungen, Oberflächenbeschaffenheit“, in *Roloff/Matek Maschinenelemente*, 14. Aufl., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2000, S. 21–36.
- [226] Rat für Forschung und Technologieentwicklung, „Empfehlung zu einer optimierten Proof-of-Concept-Unterstützung im Wissenstransfer“, 2013 [Online]. Verfügbar unter: http://www.rat-fte.at/tl_files/uploads/Empfehlungen/131203_ProofOfConcept_Empfehlung_NP.pdf
- [227] Robert Schiessl GmbH, „SCHIESSL Germany“. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.schiessl-kaelte.de/de>. [Zugegriffen: 05-Sep-2018]

- [228] Christof Fischer GmbH, „Christof Fischer GmbH“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.kaeltefischer.de/>. [Zugegriffen: 05-Sep-2018]
- [229] „Danfoss und Kältemittel mit geringem Treibhauspotential“. Danfoss, 2018 [Online]. Verfügbar unter: http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/17/DKRCC.PB.000.M7.03_DE.pdf

Anhang

A. Anmerkungen zur Nomenklatur

Zu den in Abbildung 2 bzw. Abbildung 6 dargestellten Nomenklaturen sei anmerkend erwähnt, dass in der Literatur zum Teil inkonsistente Bezeichnungen existieren. Hintergrund hierfür ist häufig, dass bei der Abstraktion für die Modellbildung der schwingende Ventilkörper als Ventilplatte bezeichnet wird. Einige Hersteller und Lieferanten verwenden diesen Terminus jedoch für die Baugruppe bestehend aus Ventil, -sitz und -sitzplatte. Dies ist insbesondere bei Lamellenventilen der Fall. An dieser Stelle wird häufig der Ventilkörper als „Lamelle“ bezeichnet. Entsprechend erfolgt eine Reduzierung des längeren Worts „Ventilsitzplatte“ zu „Ventilplatte“.

Weiterhin gilt die Begriffe „Ventilsitzplatte“ und „Ventilsitz“ korrekt zu differenzieren. Während der erstgenannte Bezeichner für die Grundplatte steht, beschreibt der „Ventilsitz“ die Auflagefläche des Ventilkörpers in Ruheposition. Dies ist insbesondere für die Dichtwirkung des Steuerorgans entscheidend. Dennoch vermischen sich, erneut aufgrund der Lamellenventile, die Begrifflichkeiten. Insbesondere bei den Sauglamellen wird der Sitz z. T. nicht gesondert bearbeitet, weswegen die Ausdrücke ineinander übergehen.

B. Literaturrecherche

Tabelle B1: Untersuchte Dokumente für die Literaturrecherche (sortiert nach Veröffentlichungsdatum)

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
Dynamics of a reed type valve	[9]	Simulation Messung	Lamelle Ventilplatte	ja	nein	BVT	Radierung
Probleme und Erkenntnisse an selbsttätigen Plattenventilen für Kolbenverdichter	[8]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT	Glimmlampenindikator
An Analytical and Experimental Study of Self-Acting Valves in a Reciprocating Air Compressor	[11]	Simulation Messung	Ringplatte	ja	nein	BVT	induktiv
High Temperature Calibration and Linearization of Inductive Valve Displacement Transducer	[52]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	induktiv
Mathematical modeling and Simulation of Refrigerating Compressors	[108]	Simulation	Ventilplatte	nein	nein	BVT	entfällt
Computer Simulation of Valve Dynamics as an Aid to Design	[195]	Simulation Messung	Ventilplatte Ringplatte	ja	nein	BVT	kapazitiv
A Contribution to the Improvement of Compressor Valve Design	[7]	Simulation Messung	Lamelle Ventilplatte	ja	nein	BVT	induktiv kapazitiv resistiv Stroboskop
Can The Impact Velocities of Suction Valves be Calculated?	[196]	Simulation Messung	Ringplatte	ja	nein	entfällt	induktiv
Computer Simulation of a Reciprocating Compressor Using a Real Gas Equation of State	[70]	Simulation	Lamelle	ja	ja	BVT	entfällt
Finite Element Analysis of Cantilever Valve Reeds in Reciprocating Gas Compressors	[176]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT eigener Quelltext	resistiv
Analysis of Bending Stresses in Cantilever Type Suction Valve Reeds	[111]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	Strukturinteraktion	resistiv

¹ Die hier angegebene Ventilart beschreibt die des Anwendungsfalls.

² Es erfolgt keinerlei Unterscheidung, ob die Messergebnisse in eigenen Versuchen, oder anhand anderer Veröffentlichungen durchgeführt wurde.

³ Sind Angaben über die Einbeziehung realer Stoffdaten (z. B. über REFPROP) enthalten?

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
Design and Mechanics of Compressor Valves	[19]	Simulation Messung	generisch	nein	nein	entfällt	entfällt
To Reduce Impact Noise of the Valve by Using Silent Valve Plate	[197]	Messung	Ventilplatte	entfällt	nein	entfällt	Mikrofon
Analysis of the Influence of Valve Geometric Parameters on the Effective Flow and Force Areas	[136]	Messung	Ventilplatte	ja	entfällt	entfällt	induktiv
Complete Analysis and Simulation of Reciprocating Pumps Including Piping System	[198]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT	Differentialtransformator
Pressure Distribution Along Valve Reeds of Hermetic Compressors	[130]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT	induktiv
Theoretical and Experimental Study on Valve Flutter, Part II: Flutter Experiments and Similarity	[199]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT	Wirbelstrom
Study of the Valve Element Motion and the Gas Flow in the Straight-Flow Valves	[200]	Simulation	Lamelle	ja	nein	BVT	induktiv
CFD and LDA Studies of Flow Through a Plate Valve	[31]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	ja	entfällt	LDA
Strömung und Ventilplattenbewegung in Kolbenverdichterventilen	[69]	Simulation	Lamelle Ventilplatte Ringplatte	ja	nein	BVT	entfällt
Application of a Laser Doppler Vibrometer to Evaluate Engine Poppet Valve Kinematics	[45]	Simulation Messung	Poppet	ja	nein	BVT	LDA
New method of thermodynamic computation for a reciprocating compressor: computer simulation of working process	[131]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	ja	BVT	entfällt
Simulation and Parametric Analysis of the Suction Valve of a Small Reciprocating Compressor	[175]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	induktiv resistiv
Controlling Discharge Valve Closing Impact in Scroll Machines	[201]	Simulation	Lamelle	nein	nein	BVT	entfällt
Endoscope Video of Compressor Valve Motion and Pressure Measurement Assist Simulations for Design Improvement	[43]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	entfällt	Endoskop
Oscillating reed valves - An experimental study	[22]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	Akustik	Mikrofon Beschleunigung
Valve dynamic measurements in a VIP compressor	[192]	Messung	Ventilplatte	entfällt	entfällt	entfällt	optisch

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
Optimal Valve Design for Reciprocating Compressor	[12]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	kapazitiv resistiv
A numerical study of a rotary valve internal combustion engine	[46]	Simulation	Drehventil	ja	nein	3D	entfällt
Valve Lift Measurement By Optical Techniques in Compressors	[39]	Messung	Lamelle	ja	entfällt	entfällt	LDA Beschleunigung
On Finite Element Modeling of Valve Dynamics: Impacts, Oil Stiction, Gas Flow, ...	[20]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT	LDA
Understanding Valve Dynamics	[202]	Simulation	generisch	nein	nein	BVT	entfällt
The Measurement of Hermetic Compressor Valve Motion by Laser Vibrometry	[47]	Simulation Messung	Lamelle	ja	ja	BVT	LDA
Simulation der Strömung in einem Kolbenverdichter	[74]	Simulation	Ventilplatte	nein	nein	BVT	entfällt
A Universal Simulation Tool for Reed Valve Dynamics	[203]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT	optisch
The Design of Compressor Valve to Consider the Flexibility and Reliability	[112]	Simulation	Lamelle	entfällt	nein	Strukturinteraktion	entfällt
Flow and Plate Motion in Compressor Valves	[18]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT	optisch
Valve dynamics and internal waves in a reciprocating compressor	[75]	Simulation	Ventilplatte	ja	nein	BVT 3D	entfällt
Simulation Methods for Piston Compressors	[32]	Simulation	Ventilplatte	nein	nein	3D	entfällt
Weiterentwicklung der Berechnungsmethoden für Kolbenverdichterventile auf der Basis zweidimensionaler Strömungssimulation	[33]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	3D	kapazitiv
Transient Modeling of Flows Through Suction Port and Valve Leaves of Hermetic Reciprocating Compressors	[76]	Simulation	Lamelle	ja	nein	3D	entfällt
Valve Dynamic Analysis of A Hermetic Reciprocating Compressor	[37]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	3D Strukturinteraktion 2-Wege-FSI in 2D	resistiv
Development of a Two-Dimensional Finite Element Model of a Suction Valve for Reduction of Pressure Pulsation in the Suction Manifold of a Multi-Cylinder Automotive Compressor	[117]	Simulation	Lamelle	nein	nein	Strukturinteraktion eigener Quelltext	entfällt

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
Internal Flow and Valve Dynamics in a Reciprocating Compressor	[77]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT 3D	optisch
Reed Valve, Crankcase and Exhaust Models Coupled to 3D Fluid Domains for the Predictive CFD Simulation	[40]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT 3D	Hochgeschwindigkeitskamera
Valve Lift Measurement for the Validation of a Compressor Simulation Model	[204]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT	LDA
Influence of the Main Parameters of the Suction Valve on the Overall Performance of a Small Hermetic Reciprocating Compressor	[205]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT	LDA
Dynamic Analysis of the Discharge Valve of the Rotary Compressor	[190]	Simulation	Lamelle	nein	nein	BVT Strukturinteraktion	entfällt
Numerical simulation and experimental study of a two-stage reciprocating compressor for condition monitoring	[206]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT	Mikrofon Beschleunigung
Mathematical modeling and Simulation of a reed valve reciprocating air compressor	[207]	Simulation	Lamelle	ja	nein	BVT	entfällt
Non-linear models of reed valve dynamics	[42]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	3D Strukturinteraktion eigener Quelltext	Stroboskop
Reduzierung des Kraftstoffverbrauches durch Optimierung von PKW-Klimaanlagen	[21]	Simulation	Lamelle	nein	ja	BVT	entfällt
Analysis of Dynamic Behavior of Suction Valve Using Strain Gauge in Reciprocating Compressor	[174]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	resistiv
Study of CFD Considering Valve Behavior in Reciprocating Compressor	[90]	Simulation	Lamelle	ja	nein	3D eigener Quelltext	entfällt
Using PV Diagram Synchronized With the Valve Functioning to Increase the Efficiency on the Reciprocating Hermetic Compressors	[48]	Messung	Lamelle	ja	entfällt	entfällt	optisch
Flow Simulation Through Moving Hermetic Compressor Valves Using the Immersed Boundary Method	[28]	Simulation	Ventilplatte	nein	nein	IBM	entfällt
Reed Valve CFD Simulation of a 2-Stroke Engine Using a 2D Model Including the Complete Engine Geometry	[208]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT 3D	LDA
Accounting for backflow on effective force and flow areas of reed type valves	[135]	Simulation	Lamelle	nein	ja	BVT	entfällt
Influence of suction valve parameter on volumetric efficiency and power loss - valve design chart	[209]	Simulation	Lamelle	nein	nein	BVT	entfällt

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
An Experimental Study on opening Delay of Reed Valve for Reciprocating Compressors	[13]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	resistiv Hochgeschwindigkeitskamera
Simulation von Fluid-Struktur-Interaktion mit ANSYS CFX	[38]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	3D 2-Wege-FSI	resistiv
An investigation on the impact fatigue characteristics of valve leaves for small hermetic reciprocating compressors in a new automated test system	[17]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	LDA Mikrofon
Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for trans-critical CO2 refrigeration cycle	[36]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	Wirbelstrom
Modeling the valve dynamics in a reciprocating compressor based on two-dimensional computational fluid dynamic numerical simulation	[109]	Simulation	Ringplatte	ja	nein	3D	entfällt
A Simplified CFD Model for Simulation of the Suction Process of Reciprocating Compressors	[210]	Simulation	Lamelle	nein	nein	3D	entfällt
Capturing Valve Dynamics in Reciprocating Compressors through Computational Fluid Dynamics	[110]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	3D	kapazitiv
A Valve Design Methodology For Improved Reciprocating Compressor Performance	[211]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT	resistiv
Valve Performance and Life of Reciprocating Compressors	[49]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	Strukturinteraktion	resistiv optisch
An Efficient Immersed Boundary Method for Solving the Unsteady Flow through Actual Geometries of Reed Valves	[29]	Simulation	Lamelle	ja	nein	IBM	entfällt
Ventildynamik und interne Wellen in Kolbenkompressoren	[78]	Simulation	Ventilplatte	ja	nein	BVT 3D	entfällt
Experimental investigation on valve impact velocity and inclining motion of a reciprocating compressor	[53]	Messung	Ringplatte	entfällt	entfällt	entfällt	Wirbelstrom
Numerische Simulation eines Hubkolbenverdichters unter Berücksichtigung der Ventilbewegung	[106]	Simulation	Lamelle	nein	nein	3D 2-Wege-FSI	entfällt
Modeling of Rolling-Piston Compressors with Special Attention to the Suction and Discharge Processes	[81]	Simulation	Lamelle	ja	nein	3D	entfällt
A comparative analysis of numerical simulation approaches for ring valve dynamics	[82]	Simulation	Ventilplatte	nein	nein	3D	entfällt
ANSYS Mechanical Coupling Control in FSI Simulations to Reduce Computational Time	[35]	Simulation	Lamelle	nein	nein	3D 2-Wege-FSI	entfällt

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
Visualization of the Opening Process of a Discharge Reed Valve in the Presence of Oil	[181]	Messung	Lamelle	entfällt	entfällt	entfällt	entfällt
A Comparative Study Of Different Numerical Models For Flapper Valve Motion	[50]	Simulation Messung	Lamelle	ja	ja	BVT 2-Wege-FSI	LTS
Dynamic performance of suction valve in stepless capacity regulation system for large-scale reciprocating compressor	[212]	Simulation	Ventilplatte	ja	nein	BVT	entfällt
Modelling Pressure Cycle And Interaction With Reed Valves In A Reciprocating Compressor	[213]	Simulation	Lamelle	ja	ja	BVT	entfällt
Thermodynamic analysis of natural gas reciprocating compressors based on real and ideal gas models	[214]	Simulation	Lamelle	ja	ja	BVT	entfällt
Flow Patterns and Valve Dynamics in Multi-Valve Reciprocating Compressors	[89]	Simulation	Ventilplatte	nein	nein	3D eigener Quelltext	entfällt
Integrating Numerical Models for Efficient Simulation of Compressor Valves	[215]	Simulation	Lamelle	ja	ja	BVT 3D Strukturinteraktion 2-Wege-FSI	entfällt
Fluid-structure interaction of a reed type valve	[189]	Simulation	Lamelle	ja	nein	3D Strukturinteraktion	entfällt
Numerical Simulation of a Suction Valve: Comparison Between a 3D Complete Model and a 1D Model	[83]	Simulation	Lamelle	ja	nein	BVT 3D Strukturinteraktion	entfällt
A reciprocating compressor hybrid model with acoustic FEM characterization	[24]	Simulation	Ventilplatte	ja	nein	BVT Akustik	entfällt
Transient Experimental and 3D-FSI Investigation of Flapper Valve Dynamics for Refrigerant Compressors	[41]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	BVT 3D 2-Wege-FSI	LDA Hochgeschwindigkeitskamera
Experimental Investigation of Damping Coefficient for Compressor Reed Valves	[216]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	2-Wege-FSI	induktiv optisch
An Investigation Into The Dynamics Of Self-Acting Compressor Valves	[84]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	2-Wege-FSI	LPS
Linear Compressor Suction Valve Optimization	[51]	Simulation Messung	Lamelle	ja	nein	Strukturinteraktion	optisch
Modeling and Experimental Validation of Disc and Reed Style Check Valves for Hydraulic Applications	[217]	Simulation Messung	Ventilplatte	ja	nein	BVT Strukturinteraktion eigener Quelltext	Lasertriangulationssystem

Titel	Nr.	Inhalt	Ventilart ¹	validiert ²	Stoffdaten ³	Modellierung / Simulation	Messmethode
A 3-D Transient CFD Model of a Reciprocating Piston Compressor with Dynamic Port Flip Valves	[87]	Simulation	Lamelle	ja	ja	BVT 3D eigener Quelltext	entfällt
Fully coupled fluid-structure interaction model of reed valves in a multi-cylinder reciprocating piston compressor	[85]	Simulation	Lamelle	nein	nein	3D 2-Wege-FSI	entfällt
Reduction of the suction losses through reed valves in hermetic reciprocating compressors using a magnet coil	[44]	Simulation Messung	Lamelle	ja	ja	3D	LDA
Investigations on pneumatically forced-actuated compressor valves	[218]	Simulation	Poppet	nein	nein	eigener Quelltext	entfällt
A fluid-structure interaction solver for the fluid flow through reed type valves	[88]	Simulation Messung	Lamelle	nein	nein	3D Strukturinteraktion eigener Quelltext	entfällt
Investigation of the Thermodynamic Process of the Refrigerator Compressor Based on the m- θ Diagram	[86]	Simulation Messung	Lamelle	ja	ja	BVT 3D Strukturinteraktion	resistiv

C. Approximation der Isothermen

Eine Analyse des Trends der Isothermen in dem Druck-Dichte-Diagramm C1 offenbart eine grobe Dreiteilung. Der hyperbolische Verlauf in Gas- bzw. Flüssigkeitsphase wird durch einen linearen innerhalb des, zwischen Tau- und Siedelinie befindlichen, Nassdampfgebiets unterbrochen. Mathematisch erfolgt die Approximation durch ein kubisches Polynom, welches die benötigten Verläufe beschreiben kann. Die Ermittlung des linearen Bereichs erfolgt mithilfe des Verhältnisses der durch die Sättigungsisohygen und zweier Spinodalen eingeschlossenen Flächen. Dies entspricht dem Lösen des Maxwell-Kriteriums [219].

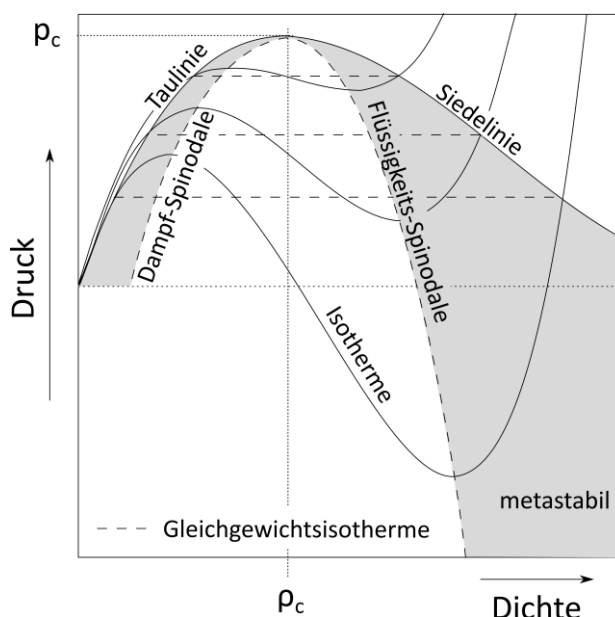


Diagramm C1: Schematische Darstellung der Approximation der Isothermen ([219], [220])

Anhand von Diagramm C1 ist weiterhin ersichtlich, dass die Polynome invers mit dem Abstand zum kritischen Punkt flacher werden. Dies erschwert die Berechnung der Isothermen, auf deren Basis die Ermittlung der Dampfdrücke erfolgt, zunehmend. Aus Modellsicht wird für die Reduzierung ein anderer kritischer Punkt benötigt, weswegen dessen Werte für Dichte und Temperatur minimal verschoben werden. Im vorliegenden Beispiel ist dies anhand der, in der zugehörigen REFPROP-Fluid-Datei hinterlegten Werte zu erkennen. Diese sind um 0.66 % größer bzw. 0.16 % kleiner als im Datenblatt angegeben (vgl. Tabelle 6). Das beschriebene Vorgehen besitzt jedoch den Nachteil, dass es in der Nähe des kritischen Punktes zum Überschwingen der sogenannten „van-der-Waals-Isothermen“ kommt. Dies erschwert wiederum das Lösen des Maxwell-Kriteriums. Folglich ist eine korrekte Konvergenz des Dampfdrucks als Funktion der Temperatur nicht mehr gegeben. Dies zeigen erneut die Verläufe der Isohygen in Diagramm 6. Dementsprechend spiegelt der kritische Punkt nicht den Punkt wider, an dem Tau- und Siedelinie sich vereinen. Subkritische Isothermen, die nahe der kritischen verlaufen, weisen dieses Verhalten ebenfalls für andere Gemische und Reinstoffe auf.

D. Absorptions- und Transmissionskurve des Schauglases

Zur Überprüfung der Eignung als Material als ein Schauglas für optische Messungen mit Laserlicht, ist eine Analyse des Absorptions- und Transmissionsverlaufes unerlässlich. Die hierfür benötigten Daten stellt zumeist der Hersteller [151] zur Verfügung. Ein Korrelieren dieser mit der Wellenlänge des Lichts der Laserdiode des LPS [146] führt zu Diagramm D1. Hierbei ist ein Arbeitspunkt im Transmissionsmaximum und Absorptionsminimum empfehlenswert.

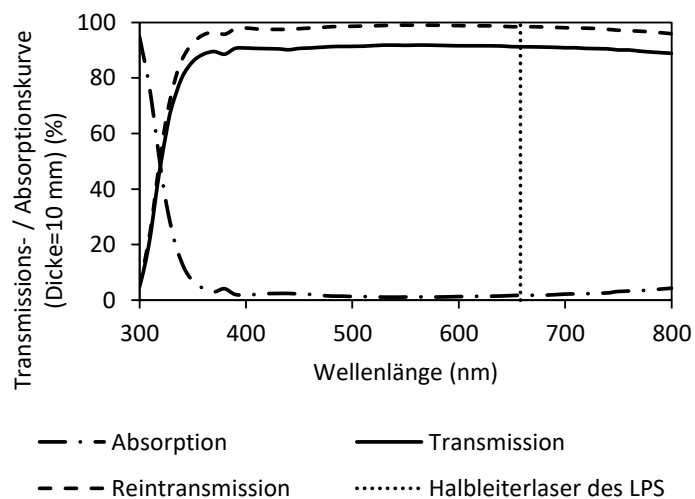


Diagramm D1: Absorptions- und Transmissionskurve von 10 mm dickem Borosilikatglas (nach [146] und [151])

Aus diesem Diagramm D1 lassen sich die folgenden Kenndaten ablesen:

Tabelle D1: Kenndaten eines 10 mm dicken Schauglases bei der Wellenlänge 658 nm

Transmission	91.26	%
Absorption	1.52	%
Reintransmission	98.43	%

Anhand des hohen Transmissions- und des geringen Absorptionsgrads wird die gute Eignung des Materials für den geplanten Anwendungsfall deutlich.

E. Korrektur des Einflusses der Brechung

Die Brechung des Laserlichts macht eine Korrektur der Messwerte unabdingbar. Das folgende Formelwerk basiert auf der Arbeit von Peterson et. al [156], wobei die Anzahl der Variablen aus Gründen der Übersichtlichkeit reduziert wurde.

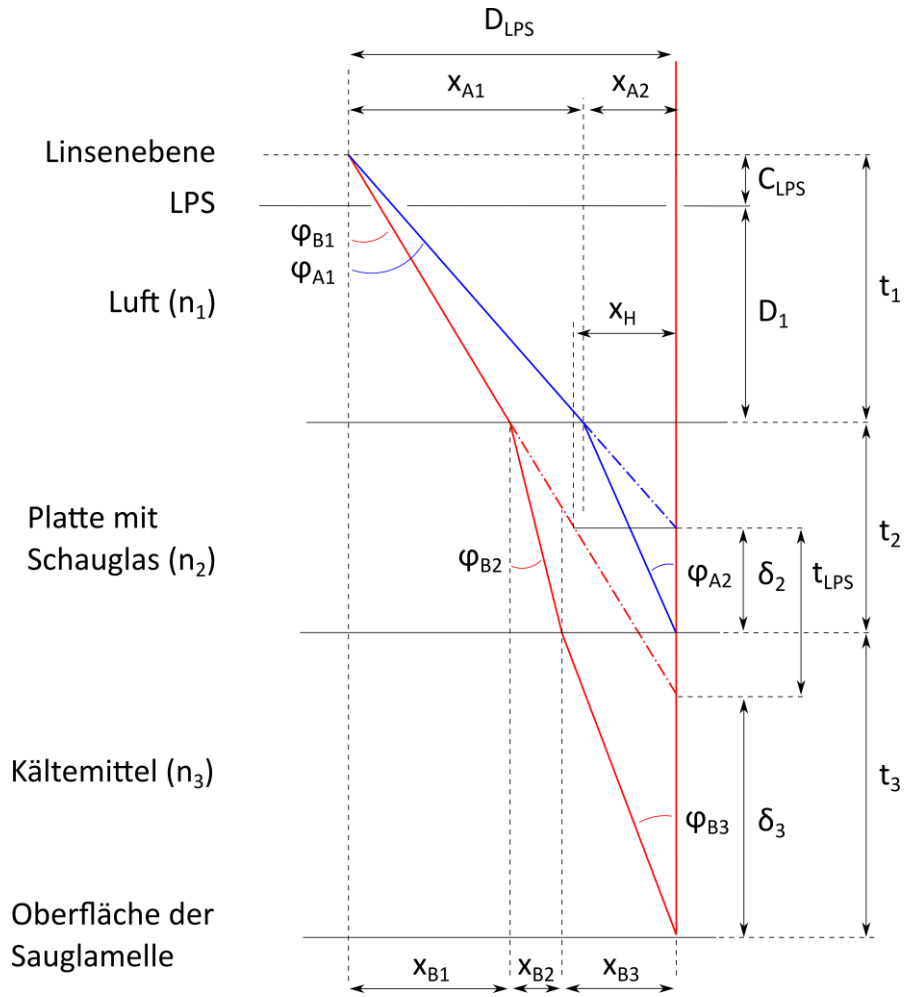


Abbildung E1: Darstellung des Strahlengangs im Messaufbau

Die Messwerte des LPS sind auf dessen Unterkante bezogen. Die Längen der Katheten der rechtwinkligen Dreiecke, mit denen die Daten skaliert werden sollen, jedoch auf die Mittelpunkte der jeweiligen Linse. Folglich ist der Abstand der der Linsenebene von der Gehäuseunterkante zu bestimmen. Hierfür wird der Unterschied einer Messung einer ebenen Oberfläche mit und ohne Brechung im Schauglas ausgewertet. Entsprechend ist zunächst der in Abbildung E1 blau dargestellte Strahlengang entscheidend bzw. existent. Der horizontale Abstand der Linsen kann im Datenblatt des LPS [146] anhand des maximal erfassbaren Reflexionswinkels abgelesen werden. Weiterhin entspricht diese Länge der Summe der beiden Ankatheten:

$$D_{LPS} = x_{A1} + x_{A2} \quad (E.1)$$

Mithilfe des allgemeinen Brechungsgesetzes (Snelliussches Brechungsgesetz) [221] und der grundlegenden trigonometrischen Eigenschaften von rechtwinkligen Dreiecken [118], folgt demnach folgender, kurzer Gleichungssatz:

$$\sin(\varphi_{A1}) = \frac{x_{A1}}{\sqrt{x_{A1}^2 + t_1^2}} \quad (\text{E.2})$$

$$\sin(\varphi_{A2}) = \frac{x_{A2}}{\sqrt{x_{A2}^2 + t_2^2}} \quad (\text{E.3})$$

$$n_1 \cdot \sin(\varphi_{A1}) = n_2 \cdot \sin(\varphi_{A2}) \quad (\text{E.4})$$

$$\tan(\varphi_{A1}) = \frac{x_{A2}}{t_2 - \delta_2} \quad (\text{E.5})$$

Mit diesem kann t_1 iterativ bestimmt werden, sodass der Abstand der Linsenebene über den Abstand von Sensor und Schauglasplatte folgt:

$$C_{LPS} = t_1 - D_1 \quad (\text{E.6})$$

Dieser Wert entspricht einer Hardwarekonstante und wird in den sich anschließenden Berechnungen als solche verwendet. Zur Ableitung des Korrekturkoeffizienten ψ , der die gemessenen Werte skaliert, muss der scheinbare Abstand t_{LPS} ins Verhältnis zu einem bekannten Abstand gesetzt werden:

$$\psi = \frac{t_3}{t_{LPS}} \quad (\text{E.7})$$

Der bereits aufgeführte Gleichungssatz wird um die folgenden Ausdrücke erweitert, damit ein vollständig bestimmtes System entsteht:

$$D_{LPS} = x_{B1} + x_{B2} + x_{B3} \quad (\text{E.8})$$

$$\sin(\varphi_{B1}) = \frac{x_{B1}}{\sqrt{x_{B1}^2 + t_1^2}} \quad (\text{E.9})$$

$$\sin(\varphi_{B2}) = \frac{x_{B2}}{\sqrt{x_{B2}^2 + t_2^2}} \quad (\text{E.10})$$

$$\sin(\varphi_{B3}) = \frac{x_{B3}}{\sqrt{x_{B3}^2 + t_3^2}} \quad (\text{E.11})$$

$$n_1 \cdot \sin(\varphi_{B1}) = n_2 \cdot \sin(\varphi_{B2}) \quad (\text{E.12})$$

$$n_2 \cdot \sin(\varphi_{B2}) = n_3 \cdot \sin(\varphi_{B3}) \quad (\text{E.13})$$

Zusätzlich folgt aus der Ähnlichkeit der beiden Dreiecke:

$$\frac{t_1}{x_{A1}} = \frac{t_1 + t_2 - \delta_2}{D_{LPS}} \quad (\text{E.14})$$

$$\frac{t_1}{x_{B1}} = \frac{t_1 + t_2 + t_3 - \delta_3}{D_{LPS}} \quad (\text{E.15})$$

Wird abschließend noch die Hilfsgröße x_H eingeführt und ins Verhältnis gesetzt:

$$\tan(\varphi_{B1}) = \frac{x_H}{t_3} \quad (\text{E.16})$$

$$\frac{t_1}{x_{B1}} = \frac{t_1 + t_2 - \delta_1}{D_{LPS} - x_H} \quad (\text{E.17})$$

folgt ein vollständiges Gleichungssystem, dessen iteratives Lösen die Ermittlung des Korrekturfaktors ψ ermöglicht. Damit kann abschließend, auf der Basis verschiedene Abstände t_3 innerhalb des Messbereichs, eine Korrekturfunktion für den experimentellen Aufbau abgeleitet werden.

F. Ermittlung der Brechungsindizes

Da in den meisten Korrelationen die volumetrischen Anteile benötigt werden, ist eine Umrechnung über die molaren Massen der Einzelkomponenten nötig:

Tabelle F1: Mischungsregeln in Abhängigkeit von Stoffmengen-, Massen- und Volumenanteil

	Volumenanteil f_i	Massenanteil ϕ_i	Stoffmengenanteil x_i	
Molare Masse	$\frac{1}{M_M} = \frac{1}{\varrho_M} \sum_i \frac{\varrho_i f_i}{M_i}$	$\frac{1}{M_M} = \sum_i \frac{\phi_i}{M_i}$	$M_M = \sum_i x_i M_i$	(F.18)
Dichte	$\varrho_M = \sum_i \varrho_i f_i$	$\frac{1}{\varrho_M} = \sum_i \frac{\phi_i}{\varrho_i}$	$\frac{1}{\varrho_M} = \frac{1}{M_M} \sum_i \frac{x_i M_i}{\varrho_i}$	(F.19)

Tabelle F2: Korrelationen für die Ermittlung der Brechungsindizes nach [155]–[157]

i	Name	Gleichung	
1	Lorentz-Lorenz (LL)	$\frac{n_M^2 - 1}{n_M^2 + 2} = \sum_i \frac{n_i^2 - 1}{n_i^2 + 2} \phi_i$	(F.20)
2	Arago-Biot (AB)	$n_M = \sum_i n_i \phi_i$	(F.21)
3	Eykman (E)	$\frac{n_M^2 - 1}{n_M + 0.4} = \sum_i \frac{n_i^2 - 1}{n_i + 0.4} \phi_i$	(F.22)
4	Dale-Gladstone (DG)	$n_M - 1 = \sum_i (n_i - 1) \phi_i$	(F.23)
5	Newton (N)	$n_M^2 - 1 = \sum_i (n_i^2 - 1) \phi_i$	(F.24)
6	Oster (O)	$n_M^2 - 1 = \sum_i (n_i^2 - 1) \phi_i$	(F.25)

Tabelle F3: Gemittelte Brechungsindizes für R449A bei 60°C – Mittelwert der Approximationen: 1.02149

KM	Gew. %	Mol %	Vol. %	n ([161])	LL	DG	AB	E	N	O
R32	24.3	0.407	0.248	1.02974	4.9E-03	7.4E-03	2.6E-01	1.0E-02	1.5E-02	4.4E-02
R134a	25.7	0.220	0.254	1.01942	3.3E-03	4.9E-03	2.6E-01	6.9E-03	1.0E-02	3.0E-02
R125	24.7	0.179	0.249	1.01743	2.9E-03	4.3E-03	2.5E-01	6.1E-03	8.8E-03	2.6E-02
R1234yf	25.3	0.193	0.248	1.01942	3.2E-03	4.8E-03	2.5E-01	6.7E-03	9.7E-03	2.9E-02
R449A	100	1	1	-	1.02149	1.02149	1.02149	1.02147	1.02150	1.02149

Tabelle F4: Gemittelte Brechungsindizes für R449A bei 70°C – Mittelwert der Approximationen: 1.04087

KM	Gew. %	Mol %	Vol. %	n ([161])	LL	DG	AB	E	N	O
R32	24.3	0.407	0.248	1.03710	6.1E-03	9.2E-03	2.6E-01	1.3E-02	1.9E-02	5.5E-02
R134a	25.7	0.220	0.254	1.01987	3.4E-03	5.1E-03	2.6E-01	7.1E-03	1.0E-02	3.0E-02
R125	24.7	0.179	0.249	1.08730	1.4E-02	2.2E-02	2.7E-01	2.9E-02	4.5E-02	1.3E-01
R1234yf	25.3	0.193	0.248	1.01987	3.3E-03	4.9E-03	2.5E-01	6.9E-03	1.0E-02	2.9E-02
R449A	100	1	1	-	1.04081	1.04096	1.04096	1.04027	1.04133	1.04090

G. Berechnung von konstruktiver und destruktiver Interferenz

An dieser Stelle soll eine exemplarische Berechnung für den vorliegenden Fall, bestehend aus der Schichtung Kältemittel und Öl, erfolgen. Hierbei erhält das reflektierte Licht jeweils eine Verschiebung der Wellenlänge um $\lambda/2$.

$$\Delta_{KM-\text{Öl}} = \Delta_{\text{Öl-Wand}} = \lambda/2 \quad (\text{G.26})$$

Für den in der Ölschicht der Dicke t zurückgelegten Weg folgt demnach:

$$2t = (m + 1/2) \cdot \lambda_{\text{Öl}} = (m + 1/2) \cdot \frac{\lambda_{\text{vakuum}}}{n_{\text{Öl}}} \quad (\text{G.27})$$

$$t = (m + 1/2) \cdot \frac{\lambda_{\text{vakuum}}}{2 \cdot n_{\text{Öl}}} \quad (\text{G.28})$$

$$t_{\min} = \frac{\lambda_{\text{vakuum}}}{4 \cdot n_{\text{Öl}}} \quad (\text{G.29})$$

Hierin ist $m \in \mathbb{Z}$. Entsprechend folgt ein charakteristisches Interferenzmuster ([167]–[169]).

Tabelle G1: Beispielhafte Schichtdicken für verschiedene m ; $n_{\text{Öl}}=1.4533$ [222], $\lambda_{\text{Öl}}=452.7$ nm bzw. $\lambda_{\text{vakuum}}=658$ nm [146]

m	t (nm)	t (μm)
0	113.19	0.1132
1	339.57	0.3396
2	565.95	0.5660
3	792.33	0.7923
4	1018.72	1.0187
5	1245.10	1.2451

H. Messplots des Verdichterleistungsprüfstands

Die folgenden vier Diagramme stellen die gemessenen Kammerdrücke von Saug- und Druckseite, sowie die Amplitudenspektren der Zustandspunkte 1 und 2 dar. Bei der Letztgenannten sind weiterhin die ersten 10 Eigenmodi des Verdichters markiert. Hierzu ist der signifikante, vierte Spitzenwert genommen und geviertelt. Dieses Vorgehen erhöht die Genauigkeit der Ermittlung der Nachkommastellen der Betriebsfrequenz mithilfe von Vibrationsaufnehmern.

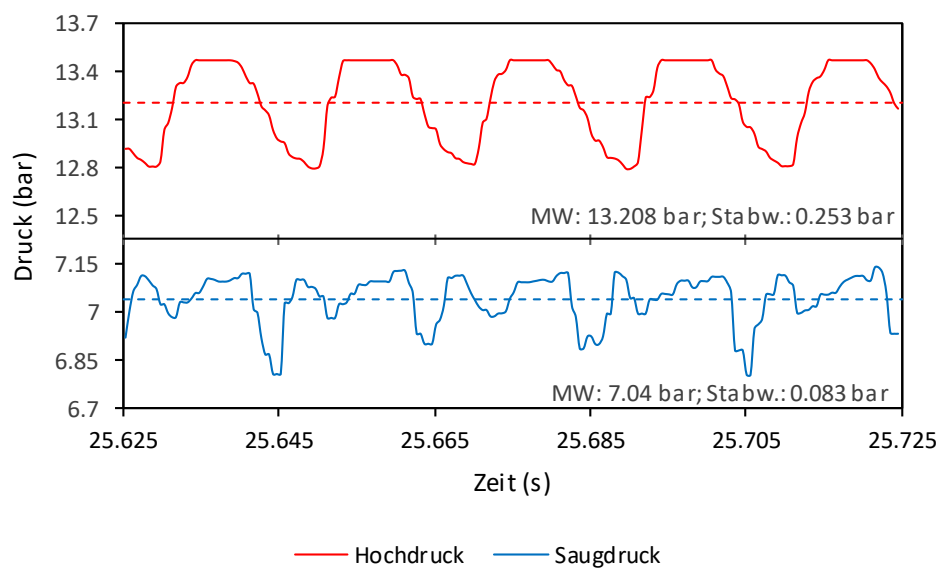


Diagramm H1: Drücke der Hoch- und Niederdruckkammer (ZP1)

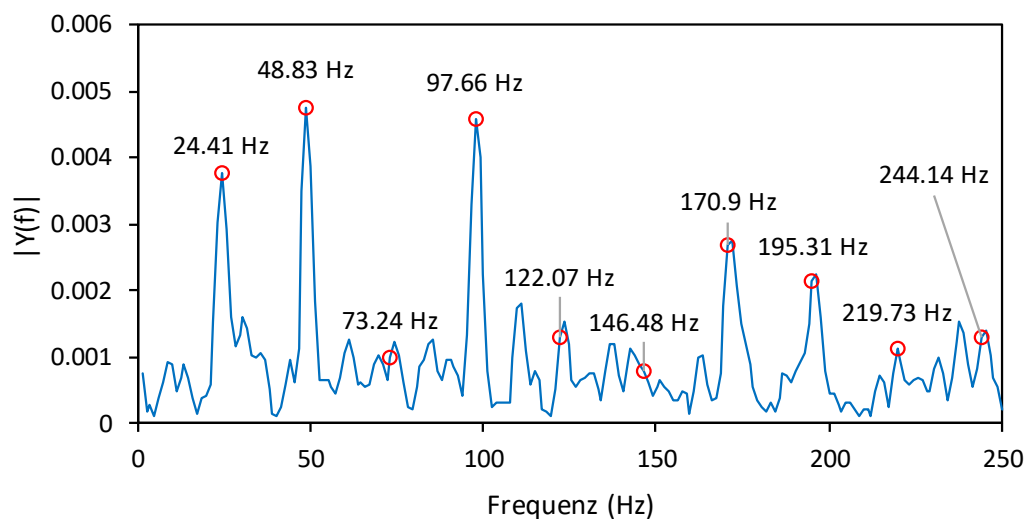


Diagramm H2: Amplitudenspektrum mit den ersten 10 Modi der Verdichterbetriebsfrequenz (ZP1)

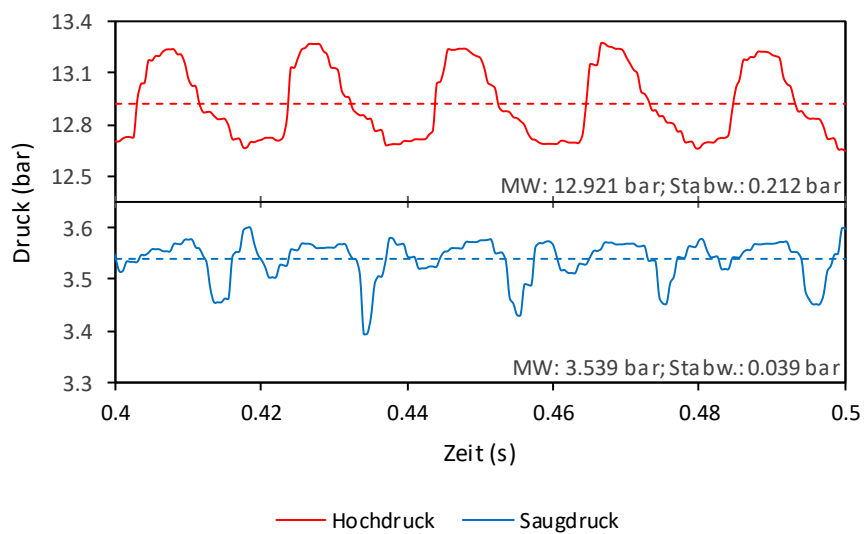


Diagramm H3: Drücke der Hoch- und Niederdruckkammer (ZP2)

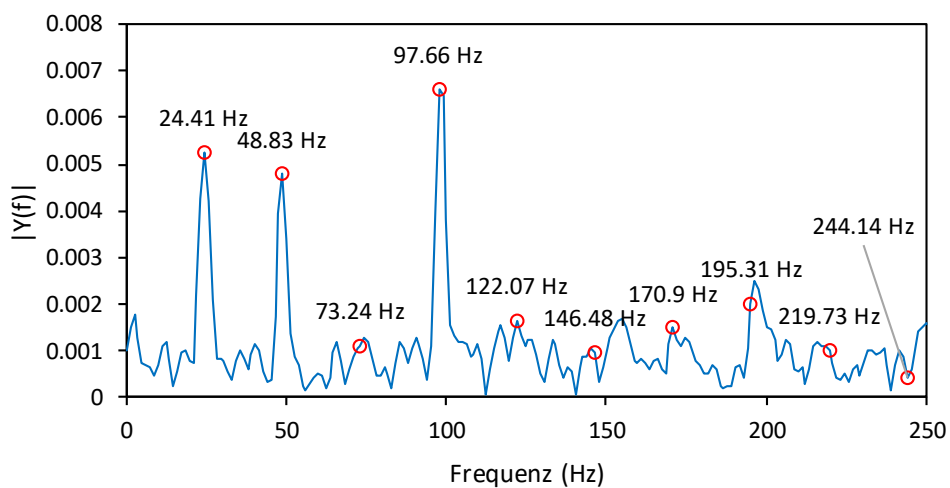
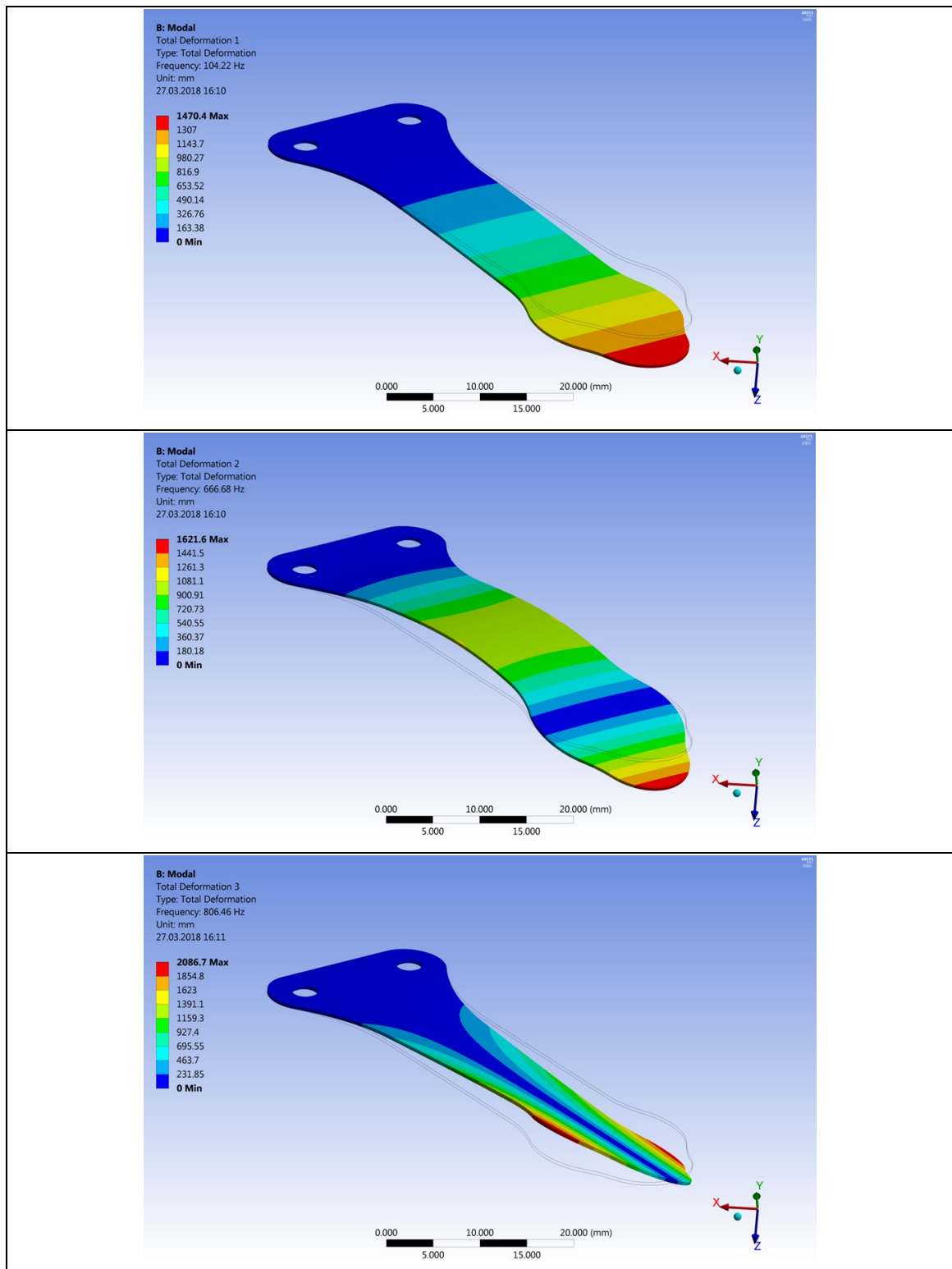
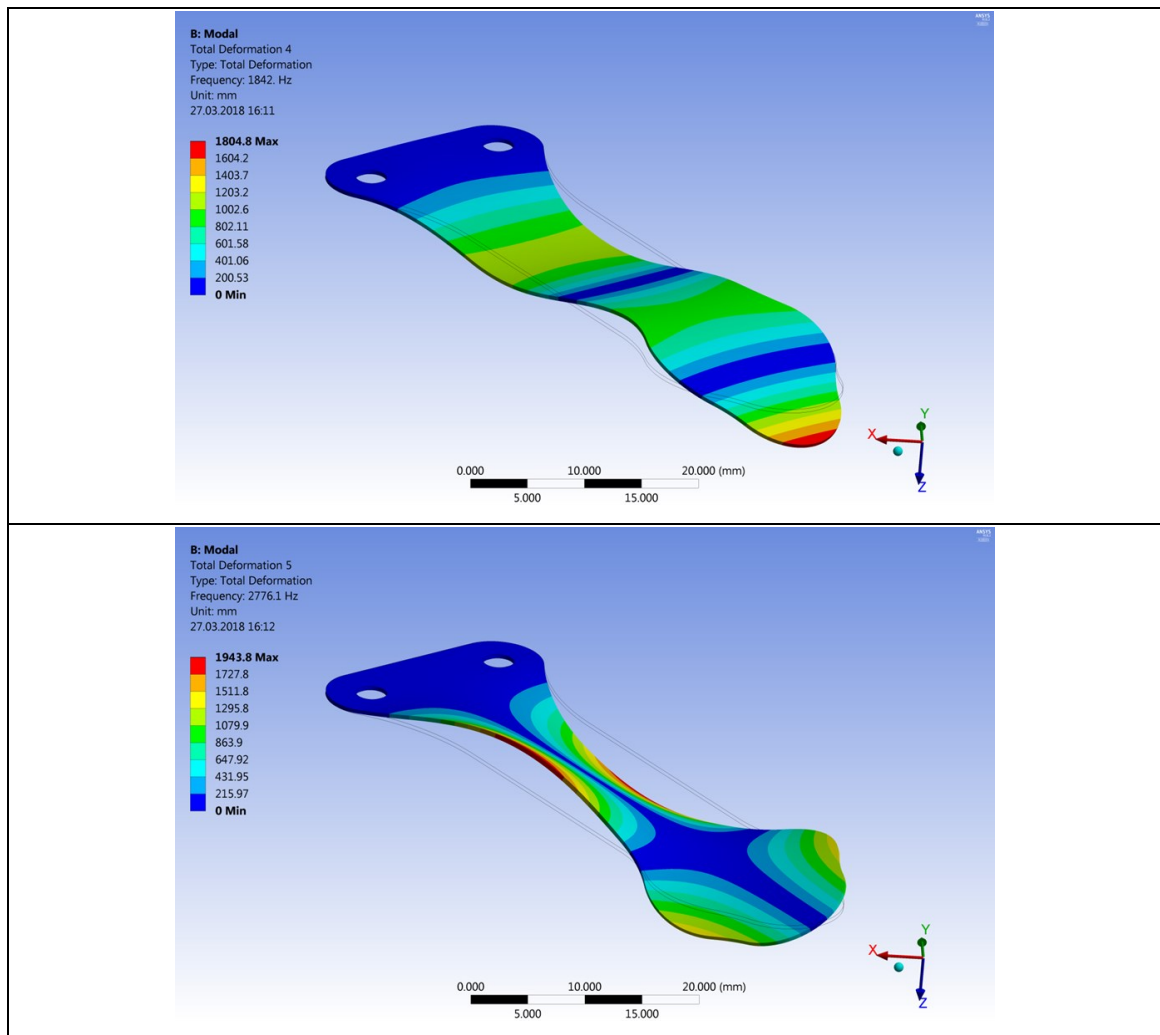


Diagramm H4: Amplitudenspektrum mit den ersten 10 Modi der Verdichterbetriebsfrequenz (ZP2)

I. Modalanalyse der Lamelle

Tabelle I1: Die ersten fünf Deformationsmodi der Lamelle





J. Linearität und Messunsicherheit des Messaufbaus

Tabelle J1: Bezeichnung, Hersteller und Linearitäten der verwendeten Sensoren ([142]–[146], [223], [224])

Bezeichner	Hersteller	Linearität	Bemerkung(en)
LPS scanControl 2650-100	Micro-Epsilon	$\pm 0.1 \text{ \% d.M. } (2 \sigma)^1$	Referenzauflösung: $2 \mu\text{m}^2$
Druckaufnehmer XTEL-190LM-17bar A	Kulite	typisch: $\pm 0.1 \text{ \% FSO}^3$ (BFSL ⁴) maximal: $\pm 0.5 \text{ \% FSO}$	
DMS Rosette 1-RY31-3/120	HBM	maximal: $\pm 0.06 \text{ \%}^5$	^{6, 7}
DMS Linear 1-LY71-1.5/120	HBM	maximal: $\pm 0.01 \text{ \%}^8$	
Druckaufnehmer S-10	WIKA	typisch: $\pm 0.2 \text{ \% FSO}$ (BFSL) maximal: $\pm 0.5 \text{ \% FSO}$	
Volumenstromzähler IVA 520	ICS Schneider	$\pm 0.1 \text{ \% de Messwerts}$ $\pm 0.3 \text{ \% des Endwerts.}$	
Vibrationsaufnehmer PCB-352C33	PCB Piezotronics	maximal: $\pm 1 \text{ \%}$	
Elektronische Präzisionswaage PFB 3000-2	KERN & Sohn	$\pm 0.05 \text{ g}$	Ablesbarkeit: 0.01 g

Tabelle J2: Messgrößen der Verstärker, sowie jeweils angeschlossener Sensor und Messunsicherheiten [141]

Messverstärker	Messgröße	Sensor(en)	Messunsicherheit
ISO-DCI-S4-D	Strom	Druckaufnehmer S-10, Volumenstromzähler IVA 520	0.01%
ISO-DC-S4-D	Spannung	Druckaufnehmer XTEL-190M	0.015%
ISO-UNI-S4-D	ICP® Spannung	Vibrationsaufnehmer PCB-352C33	0.01%
ISO-DMS-S4-D	Spannung	DMS Rosette 1-RY31-3/120, DMS Linear 1-LY71-1.5/120	0.01%

¹ Standardtarget, Metall matt

² Standardobjekt (metallisch, diffus reflektierendes Material)

³ Spanne zwischen Endwert und Anfangswert (englisch: Full Scale Output)

⁴ Kleinstwerteinstellung (englisch: Best Fit Straight Line)

⁵ Ermittelt bei: $R = 120 \Omega$; $U_{0,max} = 1.5V$; $k = 1.89$; $\varepsilon_{max} = 6\%$

⁶ Dieser Wert ist eine Funktion der Wheatstoneschen Brücke: $U = \frac{U_0}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R}$

⁷ Auf den Temperaturgang von ferritischem Stahl $\alpha = 10.8 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ angepasst.

⁸ Ermittelt bei: $R = 120 \Omega$; $U_{0,max} = 1.5V$; $k = 1.84$; $\varepsilon_{max} = 1\%$

Weiterhin sei auf die Ausrichtung des LPS zur der Lamelle eingegangen. Die Erfassung der Symmetrieachse bzw. der Querrichtung mit minimalem Anteil einer Längskomponente erfordert gesonderte Überlegungen. Die prinzipielle Umsetzung mithilfe eines Haltewinkels ist bereits im Kapitel 5.2.3e) ausgeführt worden. Dieser wird auf der Schauglasplatte positioniert und mit zwei Schrauben des Typs M10 befestigt. Zum Ausgleich der Toleranzen des Bohrungsstichs ist die Grundplatte des Haltewinkels mit Langlöchern versehen (siehe Abbildung J1). Nichtsdestotrotz bedingt die Fertigung Abweichungen in den Endabmessungen. Diese können mithilfe der Allgmeintoleranzen [225] eingeschränkt werden, wirken sich schlussendlich dennoch auf die Passgenauigkeit innerhalb der Baugruppe aus.

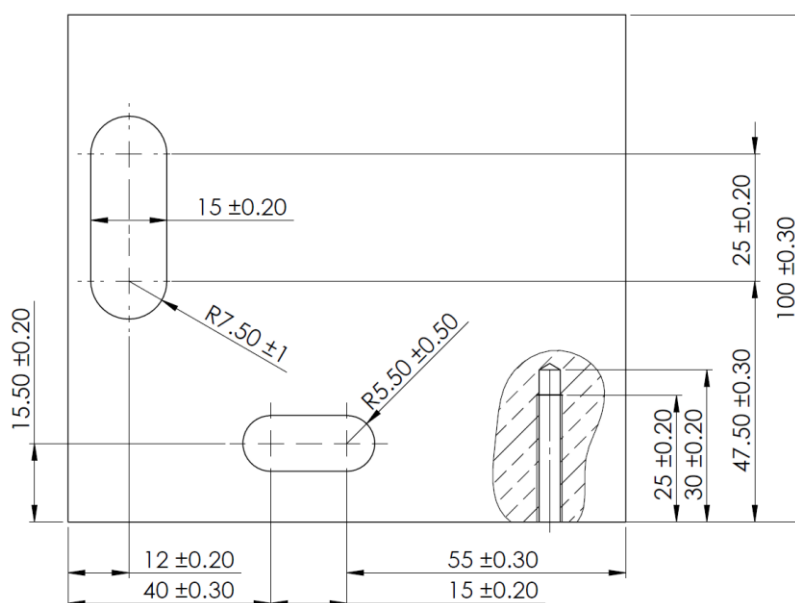


Abbildung J1: Toleranzen der Grundplatte des Haltewinkels

Die Abbildung J2 stellt, neben einigen grundlegenden Abmessungen, drei Winkel dar. Die beiden im Oval befindlichen markieren die Abweichungen der Laserlinie zum gedachten Ideal. Dabei handelt sich einerseits um 2.95° in der Längs- und andererseits 2.2° in der Querrichtung der Lamelle. Die korrespondierenden, auf die größte zu erfassende Strecke bezogenen, Beträge sind in der Tabelle J3 gelistet und repräsentieren dem maximalen Fehler, der, bedingt durch die Ausrichtung, zu erwarten ist.

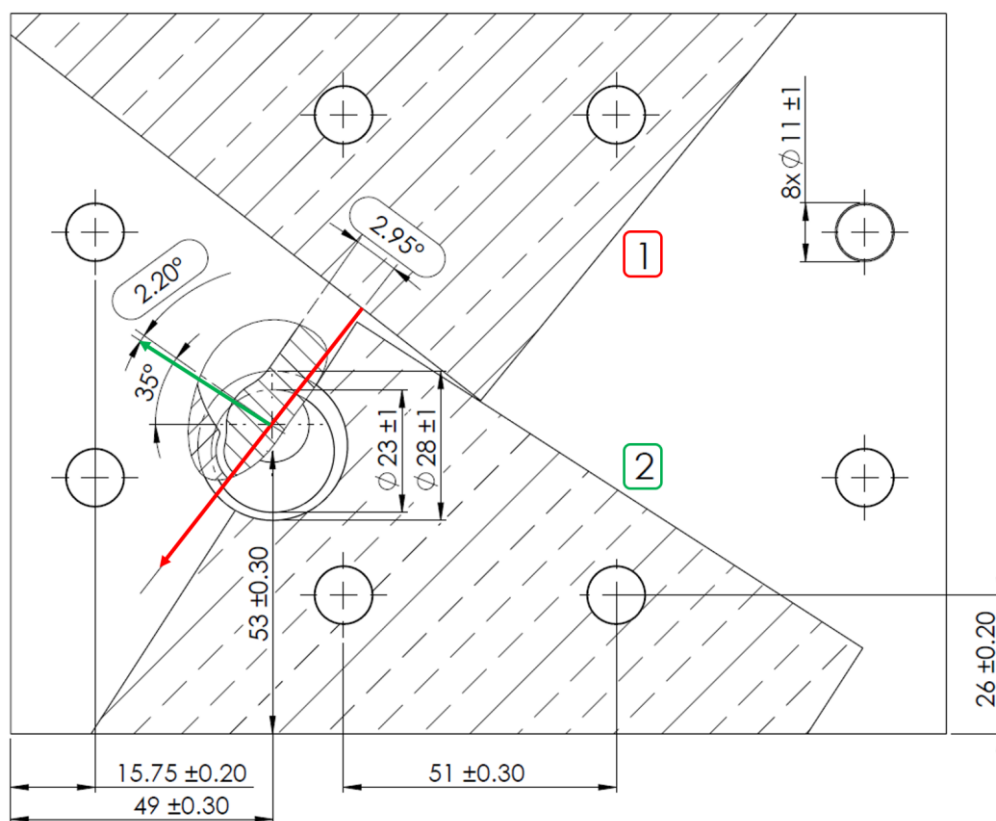


Abbildung J2: Toleranzen der Schauglasplatte, die einen Einfluss auf die Ausrichtung zur Lamelle besitzen, rot hervorgehoben ist die Laserlauflänge und die zugehörige Befestigungsfläche des Haltewinkels der Längsrichtung (1), grün analog für die Querrichtung (2), die Lamelle ist durch den Ausbruch zu erkennen

Tabelle J3: Fehler, der durch die Toleranzen bei der Ausrichtung entstehen kann

	Längsrichtung	Querrichtung
Winkel (°)	2.95	2.20
Maximal zu messende Länge (mm)	50	17
Fehler (mm)	2.577	0.653
Fehler (%)	5.15%	3.84%

K. Machbarkeitsnachweis (Proof-of-Concept)

Zur Validierung des Messaufbaus erfolgt eine Detektion der Oberseite der Lamelle durch den Aufbau mit dem Schauglas. Aufgrund des geringeren Brechungsindex der Luft ist eine Erfassung nur am äußeren Rand möglich. Dies ist in Abbildung K1 erkennbar. In dieser Darstellung ist die Saugbohrung rot umrandet. Die Senkrechte (links der grünen Pfeile) entspricht der Laserlinie des LPS. Da die Detektion der Lamelle durch den Zylinderkopf jedoch eine kritische Anforderung darstellt, ist ein Machbarkeitsnachweis unerlässlich und sinnvoll [226]

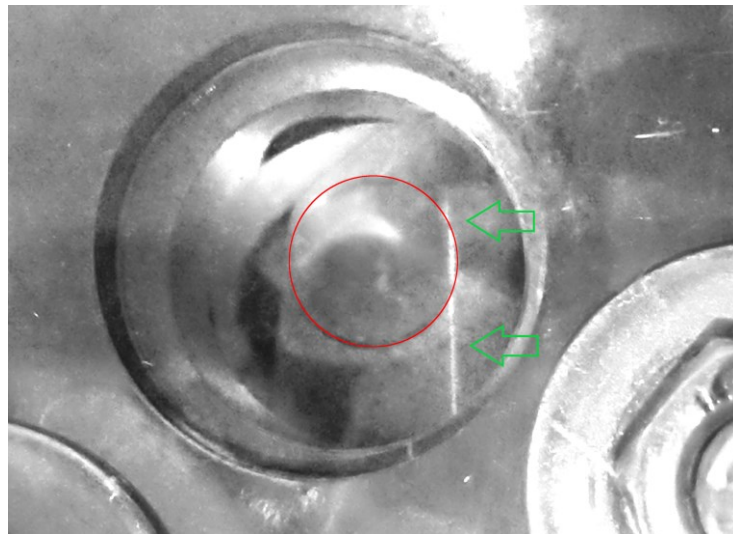


Abbildung K1: Erfassung der Oberseite Lamelle durch den modifizierten Zylinderkopf; rot markiert: Saugbohrung; die grünen Pfeile zeigen auf die Laserlinie des LPS

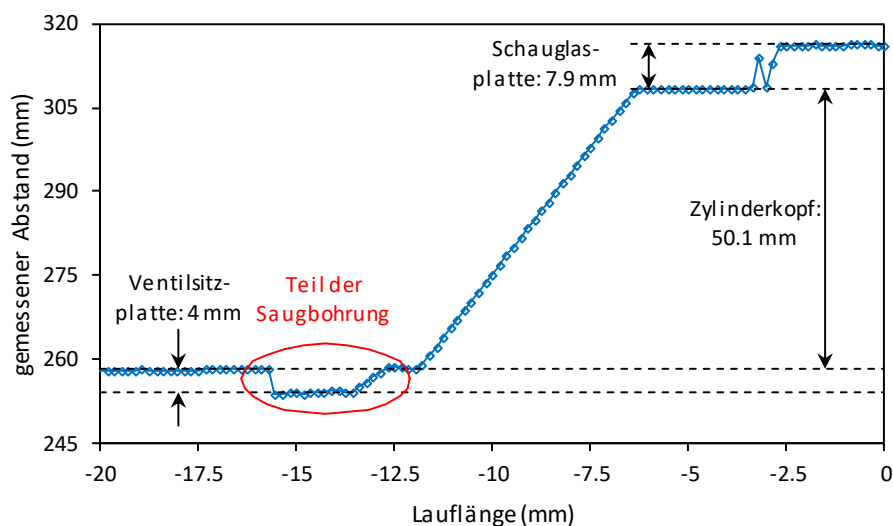


Diagramm K1: Darstellung der erfassten Kontur für den Proof-of-Concept

Mithilfe des Druckluftnetzes (vgl. Kapitel 5.1) wird die Sauglamelle ausgelenkt und parallel die Bewegung aufgezeichnet. Im Anschluss erfolgt ein Vergleich mit den gleichen Simulationsdaten, die bereits Grundlage für das Diagramm 35 waren, da diese einen idealen Zustand, mit minimalen Unterschieden in der Auslenkung über der Lamellenbreite, abbilden.

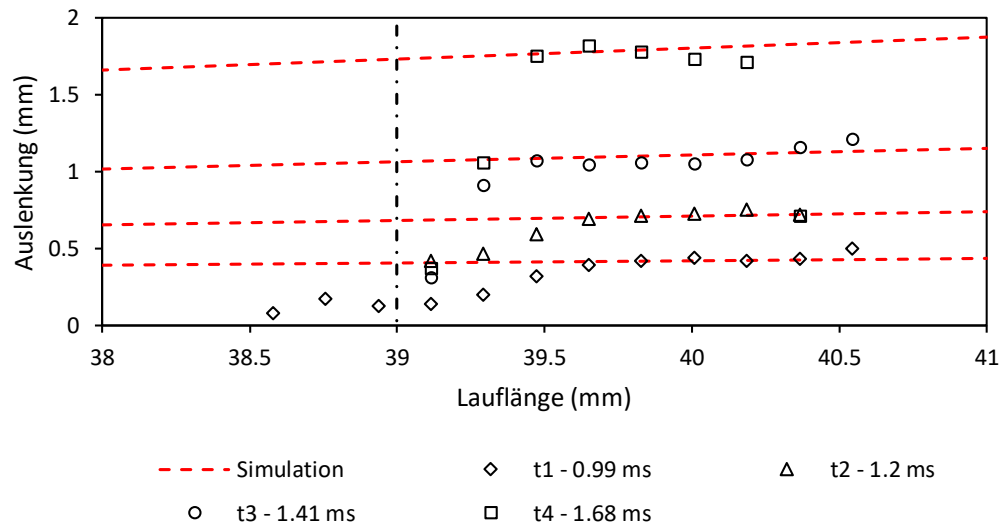


Diagramm K2: Vergleich der Messdaten des Proof-of-Concept mit den Simulationsdaten aus Diagramm 35; die vertikale Strich-Punkt-Linie markiert die Mittellinie der Saugbohrung

Anhand der dargestellten Messdaten, können die folgenden Aussagen abgeleitet werden:

1. Die Erfassung der Sauglamellenbewegung durch die beschriebene Schauglaskonstruktion ist prinzipiell möglich.
2. Die Einflüsse der Interferenz an der Bohrungswand bedingen eine deutliche Reduktion der verfügbaren Punkte, auf Basis derer eine Ableitung von Polynomen ermöglicht wird. Dies zeigt sich insbesondere durch den hyperbolischen Verlauf zwischen rund 39,00 mm und 39,75 mm.
3. Im Rahmen der Versuche sind nur Auslenkungen unterhalb von 2,00 mm mit mehr als einem Datenpunkt erfassbar gewesen. Messreihen mit größeren Werten waren nur unzureichend von Fehlern zu differenzieren und sind entsprechend – in Hinblick auf die, mit deutlich mehr Fehlerquellen beeinflussten Messungen im realen System – vernachlässigt worden.

L. Verläufe der Zustandsgrößen der dreidimensionalen Simulation

Im Folgenden sind die zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen der dreidimensionalen Simulation mit Kältemittel R449A dargestellt.

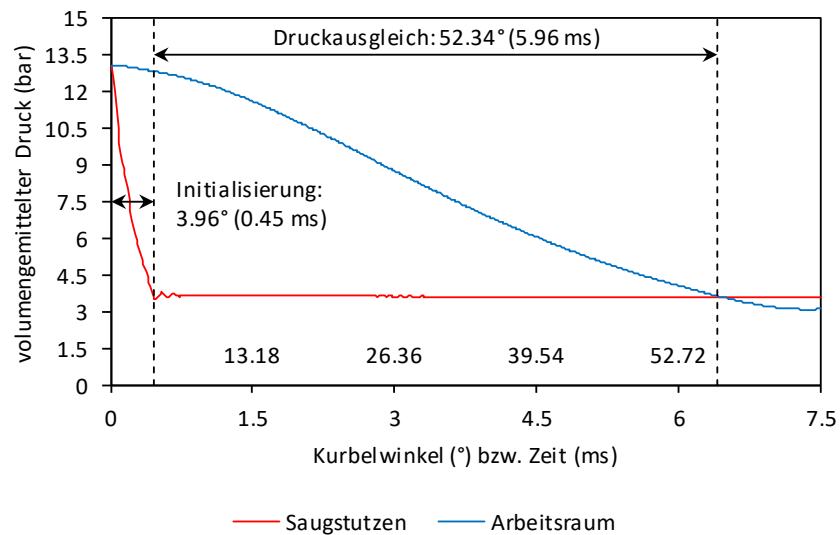


Diagramm L1: Berechnete Verläufe der Druckänderung von Saugstutzen und Arbeitsraum der 3D Simulation; Weiterhin sind das verwendete Zeitintervall zur Einstellung der korrekten Anfangs- und Randbedingungen sowie die Dauer des Expansionsvorgangs bis zum Saugdruck eingetragen

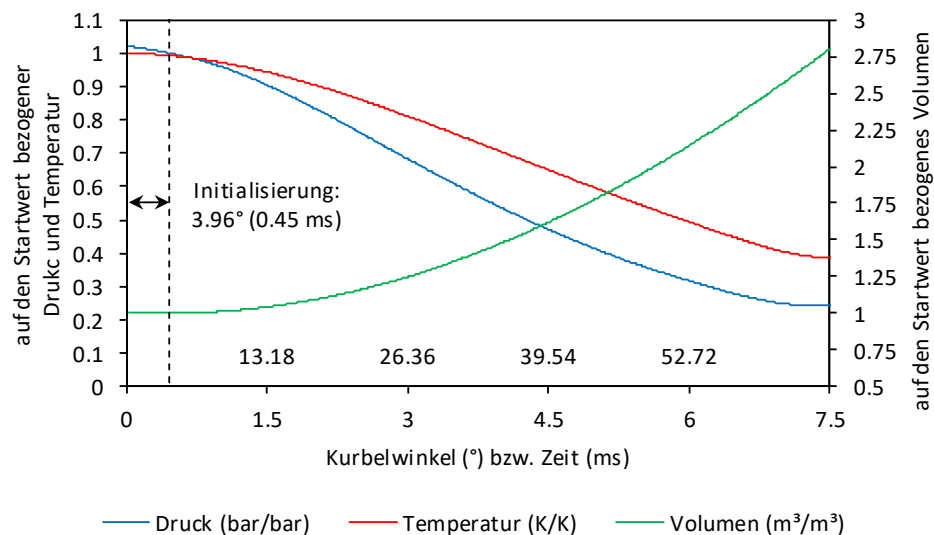


Diagramm L2: Berechneter, zeitlicher Verlauf der auf ihre Startwerte (nach der Initialisierung) bezogenen Zustandsgrößen; $p_0=12.84$ bar, $T_0=354.15$ K, $V_0=4.87e-6$ m³

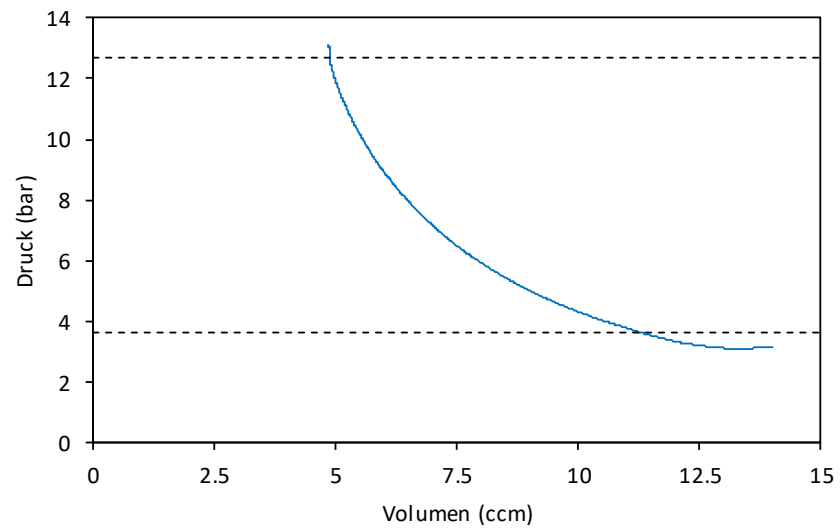


Diagramm L3: Berechneter Verlauf der Expansion im Indikator diagramm

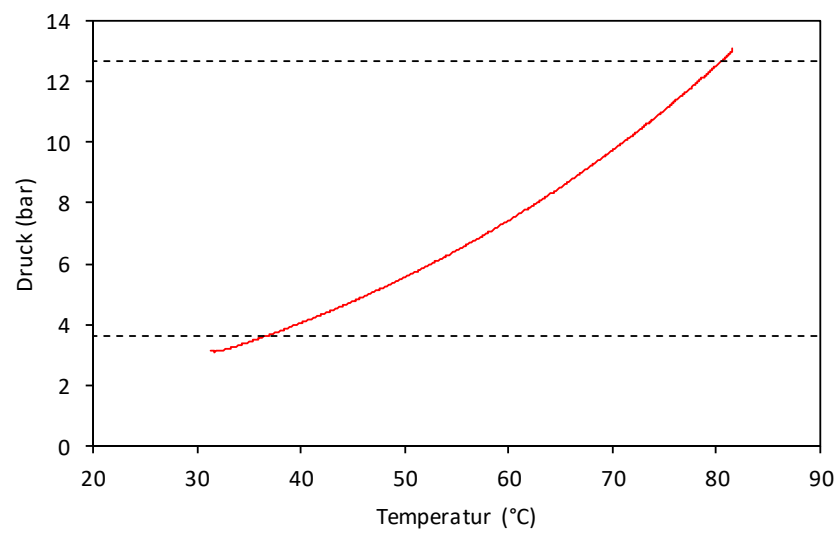


Diagramm L4: Berechneter Verlauf der Expansion im Druck-Temperatur diagramm

M. Vernetzungsdaten und Berechnungsdauern der Simulationen

Tabelle M1: Knoten- und Elementanzahl der verwendeten Netze sowie die jeweiligen Berechnungsdauern

Modell	CFX		Mechanical		Zeitschrittweite	Dauer tt:hh:mm:ss
	Knoten	Elemente	Knoten	Elemente		
2D, Luft	61,052	29,865	6,098	2,926	1.00E-05	00:03:00:37
3D, Luft	799,295	770,328	43,297	14,748	3.00E-05	05:14:03:37
3D, R449A, HTC ¹ , ZP2 ²	799,295	770,328	43,297	14,748	1.50E-05	05:15:27:50
3D, R449A, HTC ¹ , ZP1 ³	799,295	770,328	43,297	14,748	1.50E-05	04:10:29:24

¹ HTC: Die Simulation beinhaltet zusätzlich die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten der Lamelle

² Zustandspunkt 2: $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $p_0 = 3.6 \text{ bar}$, $t_c = 30^\circ\text{C}$, $p_c = 12.7 \text{ bar}$

³ Zustandspunkt 1: $t_0 = 10^\circ\text{C}$, $p_0 = 7.11 \text{ bar}$, $t_c = 30^\circ\text{C}$, $p_c = 12.7 \text{ bar}$